# **POLITECNICO DI TORINO**

Collegio di Ingegneria Meccanica

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

# Tesi di Laurea Magistrale

Anno accademico 2018/2019

# Modellazione parametrica e ottimizzazione di cambi automobilistici (Tirocinio con Siemens)



Relatore:

Prof. Carlo Rosso

Candidato:

Roman Mustea



# **Sommario**

| INDICE DELLE FIGURE   | III |
|---|-----|
| 1 – INTRODUZIONE  | 1   |
| 1.1 – METODOLOGIA UTILIZZATA  | 1   |
| 2 – NX - SIEMENS PLM SOFTWARE                                       | 2   |
| 3 – I LAYOUT REALIZZATI   | 3   |
| 3.1 – 5G5R  | 3   |
| 3.2 – 5G1R  | 4   |
| 3.2.1 – PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO                                  | 4   |
| 4 – LE ESPRESSIONI  | 8   |
| 4.1 – TIPI DI ESPRESSIONI   | 8   |
| 4.2 – INTERPART EXPRESSIONS   | 9   |
| 4.2.1 – FUNZIONAMENTO DELLE INTERPART EXPRESSIONS                   | 9   |
| 4.2.2 – CREAZIONE DI UNA <i>INTERPART EXPRESSION</i>                | 9   |
| 4.3 – CONTROLLO DELLE ESPRESSIONI                                   | 10  |
| 5 – CREAZIONE DEI COMPONENTI  | 12  |
| 5.1 – MODELLAZIONE  | 12  |
| 5.2 – LE FEATURE GROUP  | 14  |
| 5.2.1 – CONTROLLO DELLE FEATURE GROUP MEDIANTE L'USO DI ESPRESSIONI | 14  |
| 5.3 – LE RUOTE DENTATE  | 15  |
| 5.4 – L'ALBERO D'INGRESSO   | 16  |
| 5.5 – L'ALBERO D'USCITA   | 18  |
| 5.6 – I SINCRONIZZATORI   | 18  |
| 5.6 – I CUSCINETTI  | 20  |
| 6 – REALIZZAZIONE DEI LAYOUT  | 22  |
| 6.1 – I VINCOLI   | 22  |
| 6.2 – I SISTEMI DI RIFERIMENTO                                      | 22  |
| 6.3 – SINCRONIZZATORI MOBILI  | 25  |
| 6.3.1 – LE RUOTE DENTATE  | 27  |
| 6.3.2 – GLI ALBERI  | 29  |
| 6.3.3 – I SINCRONIZZATORI   | 30  |
| 6.4 – COESISTENZA DI DIVERSI LAYOUT NELLO STESSO ASSIEME            | 32  |
| 7 – PTS (PRODUCT TEMPLATE STUDIO)                                   | 34  |
| 7.1 – CREAZIONE DELL'INTERFACCIA                                    | 35  |

| 8 – IL CODICE DI CALCOLO  | 38 |
|---|----|
| 8.1 – MODELLI E VERIFICHE IMPLEMENTATE NEL CODICE                           | 38 |
| 8.1.1 – MODELLO DI LEWIS E VERIFICHE SECONDO LA ISO 6336                    | 38 |
| 8.1.2 – MODELLO DELLA TRAVE DI TIMOSHENKO                                   | 46 |
| 8.1.3 – DIMENSIONAMENTO DEI SINCRONIZZATORI                                 | 46 |
| 8.1.4 – DIMENSIONAMENTO DEI CUSCINETTI, NORMATIVA DI RIFERIMENTO SKF        | 48 |
| 8.1.5 – DIMENSIONAMENTO DEI PROFILI SCANALATI SECONDO LA NORMATIVA ISO 4156 | 52 |
| 8.2 – OTTIMIZZAZIONE DEL CODICE   | 53 |
| 8.2.1 – REALIZZAZIONE DELL'ALGORITMO  | 54 |
| 8.2.2 – SCELTA DEL LAYOUT   | 54 |
| 8.2.3 – DIMENSIONAMENTO DELLE RUOTE DENTATE                                 | 56 |
| 8.2.4 – DIMENSIONAMENTO DEGLI ALBERI  | 57 |
| 8.2.5 – DIMENSIONAMENTO DEI SINCRONIZZATORI                                 | 59 |
| 8.2.6 – DIMENSIONAMENTO DEI CUSCINETTI                                      |    |
| 8.2.7 – DIMENSIONAMENTO DEI PROFILI SCANALATI                               | 61 |
| 9 – CONCLUSIONE   | 62 |
| BIBLIOGRAFIA  | 63 |
| SITOGRAFIA  | 64 |

# **Indice delle figure**

| FIGURA 1 – LOGO DEI SOFTWARE NX E MATLAB   | 1     |
|--|-------|
| Figura 2 – Logo Siemens PLM Software NX  | 2     |
| Figura 3 – Layout cambio manuale a 5 marce <i>5G5R</i>   | 3     |
| Figura 4 – Layout cambio manuale a 5 marce 5 <i>G1R</i>  | 4     |
| Figura 5 — Slitta del sincronizzatore in posizione folle mentre ingrana la ruota a sinistra e mentre ingrana la ruota a de | ESTRA |
|  |       |
| Figura $6$ – Particolare degli ingranaggi della retromarcia nel layout $5G5R$  | 6     |
| FIGURA 7 – MODELLO REALIZZATO DEL LAYOUT CAMBIO MANUALE A 5 MARCE <i>5G5R</i>  |       |
| Figura 8 – Interfaccia Espressioni   | _     |
| Figura 9 – Logica delle interpart expressions  |       |
| Figura 10 – Creazione delle interpart expressions  | _     |
| Figura 11 – Interpart expressions create   |       |
| FIGURA 12 – LOGICA PER IL CONTROLLO DELLE ESPRESSIONI  |       |
| FIGURA 13 – SCHIZZO PER LA MODELLAZIONE DI UNA RUOTA DENTATA   |       |
| FIGURA 14 – ESTRUSIONE A PARTIRE DALLO SCHIZZO   |       |
| FIGURA 15 – TAGLIO DEL SOLIDO E RISULTATO FINALE DELLA MODELLAZIONE RUOTA DENTATA  |       |
| Figura 16 –Esempio di <i>feature group</i>   |       |
| FIGURA 17 – LOGICA DI CONTROLLO DELLE FEATURE GROUP  |       |
| Figura 18 – Le feature group   |       |
| Figura 19 – Espressione usata per il controllo   |       |
| Figura 20 – Espressioni che controllano la soppressione delle <i>feature group</i> della ruota dentata                     |       |
| Figura 21 — Le due configurazioni delle ruote dentate, a sinistra con il profilo scanalato, a destra con la parte dentata. |       |
| FIGURA 22 — FEATURE GROUP DI UNA PORZIONE DI ALBERO  |       |
| Figura 23 – Una delle configurazioni dell'albero d'ingresso suddivisa in sezioni   |       |
| Figura 24 – Le possibili configurazioni della sezione 2 dell'albero d'ingresso   |       |
| Figura 25 – Le possibili configurazioni della sezione 3 dell'albero d'ingresso   |       |
| Figura 26 – Le possibili configurazioni delle sezioni 6 e 7 dell'albero d'ingresso   |       |
| Figura 27 – Una delle configurazioni dell'albero d'ingresso suddivisa in sezioni   |       |
| Figura 28 – Le possibili configurazioni della sezione 3 dell'albero d'uscita   |       |
| Figura 29 – Le possibili configurazioni del mozzo del sincronizzatore  |       |
| Figura 30 – Le possibili configurazioni della slitta   |       |
| Figura 31 – L'Anello di Bloccaggio   |       |
| FIGURA 32 – STRUTTURA DEL CUSCINETTO OBLIQUO E IL MODELLO IN NX  |       |
| FIGURA 33 – STRUTTURA DEL CUSCINETTO A RULLINI E IL MODELLO IN NX  |       |
| FIGURA 34 – INTERFACCIA DELL'ASSEGNAZIONE DEI VINCOLI  |       |
| FIGURA 35 – INTERFACCIA PER LA CREAZIONE DEL SISTEMA DI RIFERIMENTO CONTROLLABILE PARAMETRICAMENTE                         |       |
| FIGURA 36 – ALCUNI SISTEMI DI RIFERIMENTO CREATI E LA FINESTRA DI CONTROLLO  |       |
| Figura 37 – Sistema di riferimento dell'assieme (arancione) e sistema di riferimento del componente                        |       |
| FIGURA 38 – I DUE SISTEMI DI RIFERIMENTO VINCOLATI   |       |
| FIGURA 39 – ESPRESSIONI CREATE NELL'ASSIEME  |       |
| FIGURA 40 – LAYOUT 5G1R  |       |
| FIGURA 41 – ESPRESSIONI CREATE NELL'ASSIEME  |       |
| FIGURA 42 – LAYOUT 5G1R  |       |
| FIGURA 43 – LE FEATURE GROUP DELLE RUOTE DENTATE   |       |
| FIGURA 44 – L'INTERPART EXPRESSION ALL'INTERNO DELLA RUOTA   |       |
| FIGURA 45 – LE ESPRESSIONI CHE CONTROLLANO LE DUE FEATURE GROUP  |       |
| Figura 46 – Ruota con dentatura sul fianco e cuscinetto  | 28    |

| FIGURA 47 – LE FEATURE GROUP DELLE RUOTE DENTATE   | 20 |
|--|----|
| FIGURA 48 – LE ESPRESSIONI CHE CONTROLLANO LE DUE FEATURE GROUP                          |    |
| FIGURA 49 – LE ESPRESSIONI CHE CONTROLLANO LE DOE FEATURE GROUP                          |    |
| FIGURA 49 – RUUTA CON IL PROFILO SCANALATO   |    |
| FIGURA 50 — FEATURE GROUP DI UNA SEZIONE DELL'ALBERO D'USCITA                            |    |
| FIGURA 51 – LE ESPRESSIONI CHE CONTROLLANO LE DUE FEATURE GROUP                          |    |
|  |    |
| FIGURA 53 – LE DUE CONFIGURAZIONI DELLA SEZIONE DELL'ALBERO                              |    |
| FIGURA 54 – ESPRESSIONI CREATE NELL'ASSIEME  |    |
| FIGURA 55 — INTERFACCIA SOPPRESSIONE COMPONENTI  |    |
| FIGURA 56 – L'INTERPART EXPRESSION ALL'INTERNO DEL SINCRONIZZATORE                       |    |
| FIGURA 57 – ESPRESSIONE PER SCEGLIERE IL LAYOUT DA ATTIVARE                              |    |
| FIGURA 58 – ALCUNE ESPRESSIONI CHE ATTIVANO I COMPONENTI NECESSARI AL LAYOUT 5G1R        |    |
| Figura 59 – Layout <i>5G1R</i>   | 32 |
| Figura 60 – Layout <i>5G5R</i>   | 33 |
| Figura 61 – Interfaccia creata   | 34 |
| Figura 62 – Possibilità di scelta disponibili  | 34 |
| Figura 63 – Interfaccia PTS author   | 35 |
| FIGURA 64 – PTS EXPLORER   | 35 |
| FIGURA 65 — ESPRESSIONE PER SCEGLIERE IL LAYOUT DA ATTIVARE                              | 36 |
| FIGURA 66 – ALCUNE ESPRESSIONI CHE ATTIVANO I COMPONENTI NECESSARI AL LAYOUT 5G1R        | 36 |
| FIGURA 67 – NUOVE ESPRESSIONI PER IL CONTROLLO DEL LAYOUT                                | 36 |
| Figura 68 – Espressione aggiunta   | 37 |
| Figura 69 – Scelta espressioni contenenti una lista                                      | 37 |
| FIGURA 70 — FORZA APPLICATA IN PUNTA AL DENTE  | 39 |
| FIGURA 71 – PRINCIPALI PARAMETRI GEOMETRICI DEI PROFILI SCANALATI                        | 52 |
| FIGURA 72 – MAPPA CONCETTUALE DELL'ALGORITMO   |    |
| FIGURA 73 – MAPPA CONCETTUALE DELLO SCRIPT PRINCIPALE                                    |    |
| FIGURA 74 – MAPPA CONCETTUALE DEL DIMENSIONAMENTO DELLE RUOTE                            |    |
| FIGURA 75 – MAPPA CONCETTUALE DELLO SCRIPT PER IL DIMENSIONAMENTO DEGLI ALBERI           |    |
| FIGURA 76 — MAPPA CONCETTUALE DELLO SCRIPT PER IL DIMENSIONAMENTO DEI SINCRONIZZATORI    |    |
| FIGURA 7 0 INTRI LA CONCETTOALE DELLO SCRITTI ER LE DIMERSIONAMIENTO DEI SINCRONIZZATORI |    |

## 1 - Introduzione

La seguente tesi si pone come obiettivo la progettazione di un cambio automobilistico la cui configurazione possa essere controllata in modo parametrico. Il fine ultimo del progetto è lo sviluppo di un software che sia in grado di produrre un disegno di primo tentativo di un intero cambio automobilistico utilizzando dei parametri di base quali: coppia, numero di marce, velocità massima e ingombri. Questo renderà più facile e veloce la fase di progettazione iniziale e sarà in grado di dare un primo prototipo del cambio che potrà essere modificato a piacimento dall'utilizzatore finale. Modificando i parametri qui utilizzati si potranno ottenere molteplici layout, in base alle esigenze richieste.

Grazie all'ausilio del software Matlab, della Mathworks, viene eseguita la fase di calcolo delle dimensioni dei vari elementi costituenti il cambio, mentre per quanto riguarda la modellazione tridimensionale è stato usato NX - Siemens PLM Software.





Figura 1 – Logo dei software NX e MATLAB

#### 1.1 - Metodologia utilizzata

In primo luogo, si è resa necessaria una ricerca sui cambi automobilistici in modo da poter eseguire un'analisi delle configurazioni più frequentemente utilizzate e, successivamente, studiarne il funzionamento.

In secondo luogo, sono stati plasmati i singoli componenti del cambio fino alla realizzazione completa dell'insieme. Il software NX permette la realizzazione di diverse configurazioni per un singolo elemento e, proprio grazie a questa caratteristica, sono state create diverse configurazioni per ogni componente costituente il layout.

Il controllo parametrico in NX si realizza usando delle espressioni che possono contenere costrutti logici, espressioni matematiche, stringhe o costanti. Sfruttando questa caratteristica si è passati alla fase successiva della tesi, ovvero la realizzazione di un layout dove i componenti possono assumere diverse posizioni all'interno del cambio. Variando la posizione, ciascun elemento si adatta e assume la giusta configurazione per garantire il corretto funzionamento.

Infine, è stato ottimizzato il codice di calcolo rendendolo in grado di dimensionare qualunque layout venga proposto. Ciò è stato possibile realizzando un algoritmo in grado di leggere la descrizione del layout e procedere al dimensionamento dei componenti del sistema.

## 2 - NX - Siemens PLM Software



Figura 2 – Logo Siemens PLM Software NX

Per la realizzazione del layout è stato utilizzato il software Siemens NX che permette lo sviluppo e la progettazione di prodotti CAD / CAM / CAE ed è una delle soluzioni più avanzate ed integrate al mondo. Permette la semplificazione della fase di progettazione di prodotti complessi consentendo in questo modo una più rapida introduzione sul mercato del prodotto stesso. Il software NX integra principi basati sulla:

- Conoscenza
- Design industriale
- Modellazione geometrica
- Analisi avanzata
- Simulazione grafica

Il software offre potenti funzionalità di modellazione ibrida integrando la modellazione di componenti basata su vincoli e la modellazione geometrica esplicita. Oltre a modellare parti geometriche standard, consente all'utente di progettare forme complesse a forma libera quali profili alari e collettori. Unisce anche le tecniche di modellazione solida e di superficie in un unico potente set di strumenti.

# 3 - I layout realizzati

Lo scopo primario del lavoro è la realizzazione di diverse configurazioni del cambio manuale. Il layout di partenza, realizzato in precedenza, è un cambio manuale a cinque marce con la retromarcia posizionata dopo la quinta marcia. In questa fase progettuale questa configurazione è stata denominata <u>5G5R</u> per indicare il numero delle marce e la posizione della retromarcia.

Successivamente è stato creato il layout chiamato  $\underline{5G1R}$  in cui la retromarcia è posizionata tra la prima e la seconda marcia. Altri componenti della squadra si sono occupati della realizzazione del layout a sei marce  $\underline{6G}$  e a sette marce  $\underline{DCT7G}$ .

#### 3.1 - 565R

Il layout di partenza è stato realizzato in precedenza dai miei colleghi ed è stato il punto di partenza di questa Tesi.

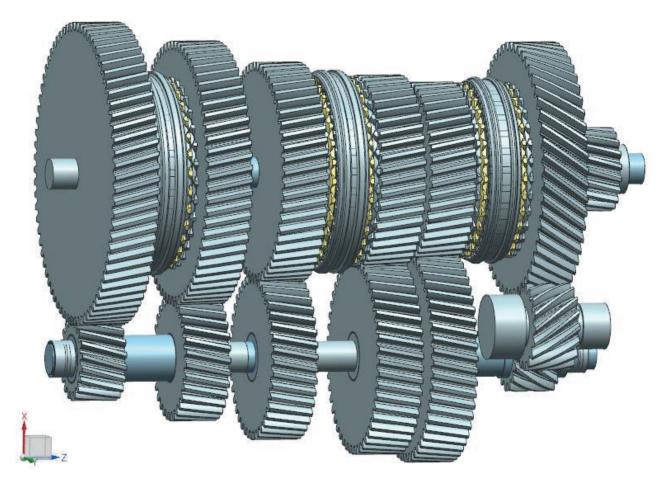


Figura 3 – Layout cambio manuale a 5 marce *5G5R* 

In questa configurazione i componenti hanno posizione fissa e l'assieme è stato realizzato vincolando i componenti tra di loro rendendo rigido il layout.

#### 3.2 - 5G1R

Per realizzare il layout <u>5G1R</u> si è preso spunto dal cambio mostrato nella figura 4.



Figura 4 – Layout cambio manuale a 5 marce <u>5G1R</u>

Il cambio è costituito da due alberi, quattro cuscinetti, dodici ruote dentate e tre sincronizzatori. L'albero d'ingresso è collegato al motore mediante una frizione che in questo caso si trova a sinistra della prima ruota. Sull'albero sono calettate sei ruote dentate, un sincronizzatore e due cuscinetti. Una di queste sei ruote è a denti dritti ed è la ruota della retromarcia, le altre cinque ruote sono rispettivamente della prima, seconda, terza, quarta e quinta marcia e sono a denti elicoidali. Ciascuna ruota dell'albero d'ingresso ingrana con una ruota posizionata sull'albero d'uscita che si trova nella parte superiore. Quindi su questo albero sono calettate altrettante ruote dentate, due cuscinetti e due sincronizzatori. Uno di questi ha una forma particolare in quanto svolge un duplice compito ovvero ruota per la retromarcia e sincronizzatore.

#### 3.2.1 - Principio di funzionamento

Il sincronizzatore è un componente fondamentale del cambio in quanto se gli alberi e le ruote fossero un pezzo unico o se tutte le ruote fossero calettate sull'albero, questo non potrebbe ruotare perché ogni ingranaggio imprimerebbe un rapporto di trasmissione diverso agli alberi. Per questo motivo in ogni coppia di ruote una è calettata sull'albero mentre l'altra può ruotare in moto relativo rispetto all'albero. I sincronizzatori invece sono calettati agli alberi e quindi ruotano insieme ad essi sempre. Ogni sincronizzatore è posizionato tra due ruote non calettate ed è il componente che permette di collegare una ruota all'albero e quindi ricevere o trasmettere il moto ad esso. Per fare ciò il sincronizzatore ha un componente mobile, chiamato slitta che può muoversi lungo l'asse dell'albero e può assumere tre diverse posizioni:

- Folle, ovvero quando la slitta si trova esattamente tra le due ruote.
- A sinistra, ovvero la slitta che ingrana con la dentatura presente sul fianco della ruota sinistra
- A destra, ovvero la slitta che ingrana con la dentatura presente sul fianco della ruota destra

È possibile osservare queste tre situazioni nella figura 4 sottostante.

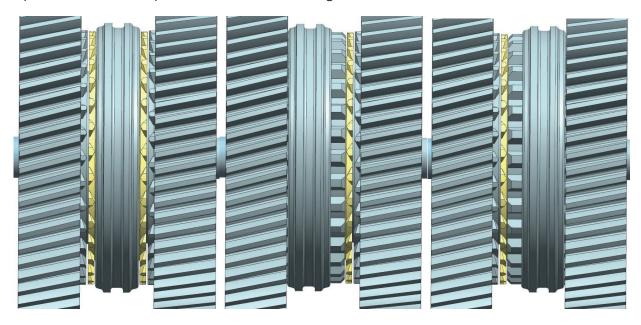


Figura 5 – Slitta del sincronizzatore in posizione folle mentre ingrana la ruota a sinistra e mentre ingrana la ruota a destra

Quindi per ingranare una marcia la slitta si sposta verso la ruota da ingranare e la rende solidale con l'albero. È importante precisare che può muoversi una sola slitta per volta al fine di garantire che solo una coppia di ruote sia solidale agli alberi e quindi che la trasmissione del moto tra i due alberi avvenga solo attraverso quella coppia di ruote. Ciò è garantito da un cinematismo che fa sì che se una slitta è stata mossa, le altre siano nella posizione di folle.

La slitta particolare realizzata in questo layout svolge un compito in più, ovvero è anche essa stessa la ruota per la retromarcia. L'inserimento della prima e della seconda marcia avviene con lo scorrimento della slitta verso sinistra e verso destra mentre per quanto riguarda l'inserimento della retromarcia, la slitta deve trovarsi nella posizione intermedia. Il disaccoppiamento avviene sull'albero folle. Su questo sono montate una coppia di ruote, di cui una è sempre solidale all'albero mentre l'altra riesce a ruotare rispetto all'albero. La ruota solidale all'albero folle è ingranata con la ruota della retromarcia posizionata sull'albero di ingresso. L'altra ruota dell'albero folle invece è ingranata con la slitta/ruota della retromarcia posizionata sull'albero d'uscita ed è resa solidale all'albero quando necessario grazie ad un piccolo sincronizzatore. Quindi quando è inserita una marcia che non sia la prima, la seconda o la retromarcia, la slitta del sincronizzatore sull'albero secondario si trova in posizione intermedia e lo stesso succede anche per il sincronizzatore dell'albero folle. In questa situazione la ruota sempre solidale all'albero folle ruota essendo messa in moto dalla ruota della retromarcia posizionata sull'albero primario e trascina in rotazione l'albero folle. Il moto però non viene trasmesso all'albero secondario in quanto il sincronizzatore sull'albero folle non sta sincronizzando la seconda ruota che quindi non riceve il moto dall'albero folle e ruota rispetto a quest'ultimo. L'inserimento della retromarcia porta in posizione intermedia la slitta/ruota sull'albero secondario e sposta verso sinistra la slitta sul sincronizzatore posizionato sull'albero folle, in questo modo entrambe le ruote sull'albero folle sono solidali ad esso e quindi il moto viene trasmesso dall'albero d'ingresso, attraverso l'albero folle, all'albero secondario.

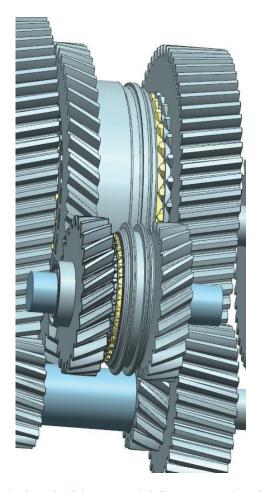


Figura 6 – Particolare degli ingranaggi della retromarcia nel layout <u>5G5R</u>

Nella figura 6 si può osservare il sistema appena descritto e le quattro ruote necessarie per la trasmissione del moto quando viene inserita la retromarcia.

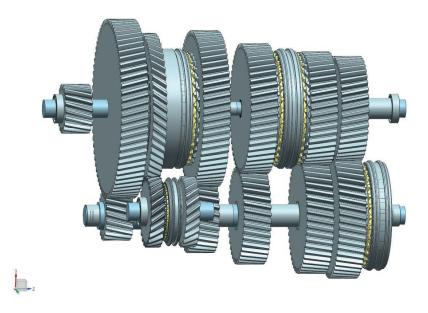


Figura 7 – Modello realizzato del layout cambio manuale a 5 marce <u>5G5R</u>

Rispetto al caso reale mostrato nella figura 3 nel modello realizzato le ruote per la retromarcia hanno denti elicoidali ed è per questo motivo che il meccanismo per la trasmissione del moto risulta più complesso.

Nel caso con le ruote a denti dritti bastano tre ruote per realizzare la retromarcia e le ruote non sono sempre ingranate, ma la ruota posizionata sull'albero folle viene mossa assialmente e fatta ingranare con le ruote posizionate sugli alberi d'ingresso e uscita. Questo chiaramente produce maggiore rumorosità e la trasmissione del moto è meno efficiente rispetto al caso in cui anche la retromarcia è realizzata con ruote a denti elicoidali. La scelta tra le due soluzioni viene eseguita su una base economica in quanto nel caso di retromarcia con ruote a denti dritti il cambio risulta meno costoso.

# 4 - Le espressioni

Una delle caratteristiche più eclatanti di NX è la possibilità di utilizzare delle espressioni logiche che sono in grado di:

- Controllare le dimensioni dei modelli che si creano
- Sopprimere parti di un componente o un componente intero

Le espressioni possono essere scritte sia per i singoli componenti che per il complessivo. L'interfaccia delle espressioni si presenta nel seguente modo (figura 8):

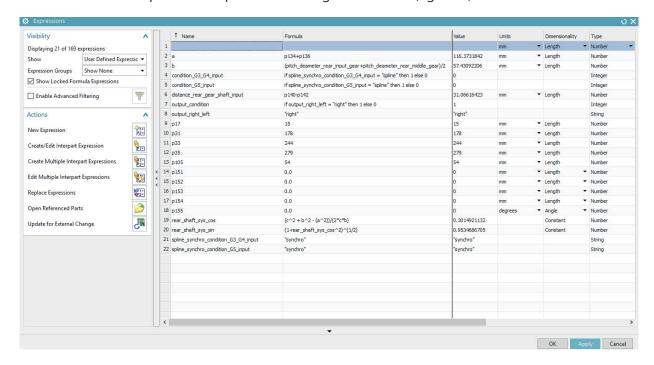


Figura 8 – Interfaccia Espressioni

Come si può notare dalla figura soprastante, le espressioni possono avere diverse forme come semplici valori numerici, stringhe, espressioni numeriche o espressioni logiche (usando i costrutti *if, then* ed *else*). Inoltre, si possono creare le *Interpart Expressions* che permettono di collegare due espressioni appartenenti a componenti diversi. È anche possibile il collegamento delle espressioni tra componente e complessivo.

La possibilità di poter controllare l'assieme e le parti mediante espressioni ha reso possibile la creazione di un layout mobile controllabile parametricamente e quindi in grado di adattarsi alle esigenze dell'utilizzatore

#### 4.1 - Tipi di espressioni

Vi sono due tipi di espressioni:

1) Espressioni generate dal sistema in automatico quando una geometria, una *feature group* o un componente viene reso sopprimibile mediante espressione. In questo caso non è più possibile la soppressione manuale. Di default il nome assegnato a queste espressioni è del tipo **pxx** dove **xx** è la numerazione, anche questa assegnata in automatico dal

- sistema (ad esempio, p11). Il valore assegnato dal sistema a questa espressione è 1. Se questo valore dovesse essere cambiato da 1 a 0, avviene la soppressione.
- 2) Espressioni create dall'utente con l'obiettivo di controllare le espressioni **pxx** oppure per ricavare valori numerici (ad esempio, valori per le quote).

#### 4.2 - Interpart expressions

*L'interpart expression* è un'espressione che fa riferimento ad un'altra creata all'interno di un componente diverso da quello su cui si sta lavorando.

## 4.2.1 - Funzionamento delle interpart expressions

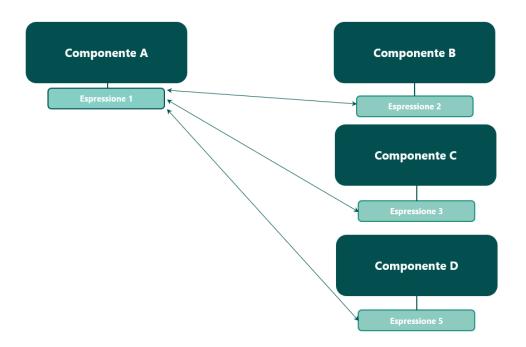


Figura 9 – Logica delle interpart expressions

Come si può notare dalla figura 9, le espressioni 2, 3 e 5 rispettivamente dei componenti B, C e D fanno riferimento ad un'unica espressione, in questo caso Espressione 1 del componente A. Qualunque modifica a quest'ultima viene recepita dalle altre espressioni e si adeguano di conseguenza. L'unico modo per modificare le espressioni 2, 3 e 5 è agendo direttamente sull'espressione 1.

#### 4.2.2 - Creazione di una interpart expression

Per la creazione di una *interpart expression* nel menù delle espressioni è presente un comando apposito. Premuto il comando si viene rimandati in una finestra dove scegliere il componente che contiene l'espressione alla quale ci si desidera collegare. Scelto il componente viene mostrata la lista delle espressioni scritte per quel componente. A questo punto è sufficiente scegliere l'espressione che si cerca. Nelle seguenti figure sono mostrati i passaggi all'interno di NX.

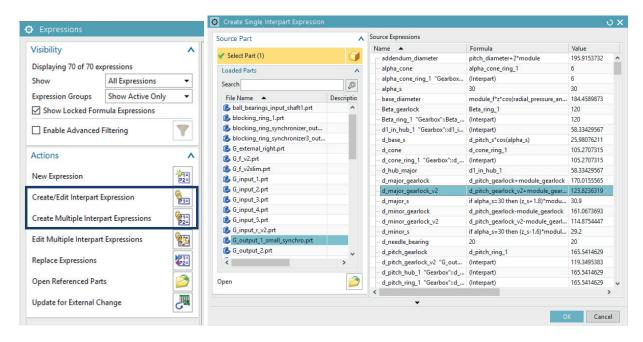


Figura 10 - Creazione delle interpart expressions

Una volta create le *interpart expressions*, esse si presentano nel seguente modo:

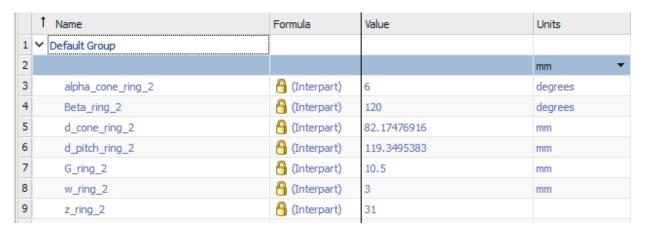
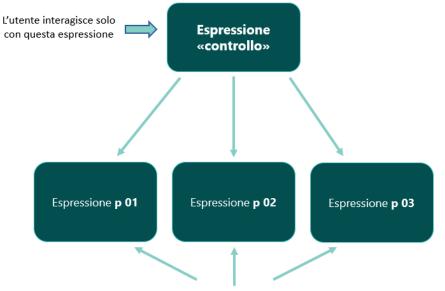


Figura 11 – Interpart expressions create

#### 4.3 - Controllo delle espressioni

La logica di controllo delle espressioni è riassunta nel seguente schema:



Assumono valore 1 o 0 in funzione di ciò che l'utente inserisce nell'espressione «controllo»

Figura 12 – Logica per il controllo delle espressioni

Nel collegare più espressioni si instaura un legame gerarchico in cui un'espressione creata dall'utente gestisce più espressioni generate dal sistema. Queste, al loro interno hanno un costrutto logico simile:

```
if espressione creata dall'utente = "stringa" then 1 else 0
```

In questo modo le espressioni **pxx** assumono i valori 1 o 0 in funzione dell'espressione "controllo" e quindi vengono attivati o disattivati i gruppi ai quali queste espressioni sono collegate.

# 5 - Creazione dei componenti

Il codice *Matlab* fornisce i risultati del calcolo di dimensionamento del cambio sotto forma di un file *Excel* che viene letto da *NX.* Ricevuti i dati si procede alla modellazione dei vari componenti costituenti il cambio automobilistico.

#### 5.1 - Modellazione

La prima fase consiste nella creazione dello schizzo. Una particolarità del software di modellazione NX è la possibilità di assegnare le quote mediante l'uso di espressioni che possono essere definite sia prima che durante la fase di modellazione e vi è la possibilità di modificarle anche quando il componente è stato realizzato.

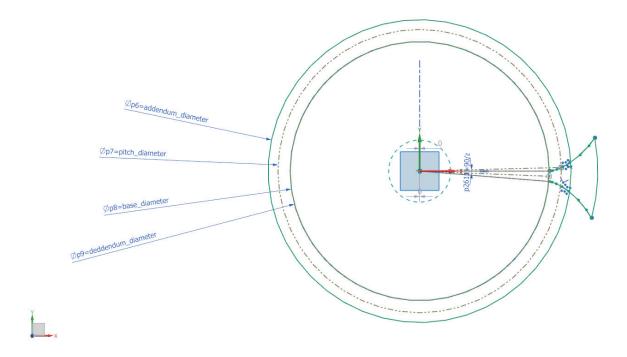


Figura 13 – Schizzo per la modellazione di una ruota dentata

Come si può notare dalla figura 13 le quote dei vari diametri sono state assegnate con i nomi delle espressioni che ne contengono o ricavano il valore numerico. Ciò garantisce la coerenza dimensionale precedentemente ricavata in fase di calcolo. La fase successiva consiste nell'estrusione a partire dallo schizzo.

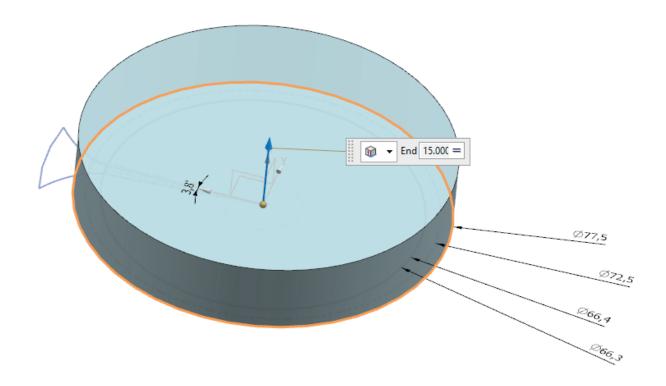


Figura 14 – Estrusione a partire dallo schizzo

Infine, al solido ricavato vengono sottratte alcune parti per ottenere il componente finale. Per questa operazione vengono creati degli strumenti di taglio aventi un'opportuna geometria che permettono di realizzare la forma desiderata. Nelle figure 13, 14 e 15 è mostrato in sintesi il processo per la modellazione di una ruota dentata a denti elicoidali. La sottrazione che viene mostrata in figura 15 viene ripetuta tante volte quanti sono i denti della ruota ed infine si ottiene il componente finale.

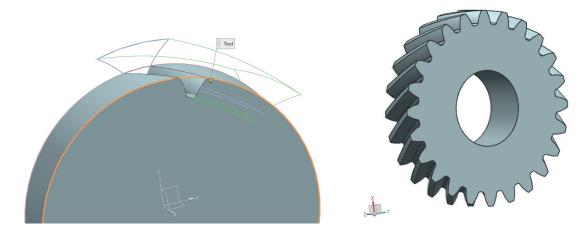


Figura 15 – Taglio del solido e risultato finale della modellazione ruota dentata

Seguendo lo stesso procedimento sono state create le restanti parti del cambio, ovvero gli alberi, i profili scanalati che permettono il collegamento tra ruote dentate e albero, i cuscinetti e le varie parti costituenti i sincronizzatori.

#### 5.2 - Le Feature Group

*NX* permette di raggruppare varie operazioni svolte durante la creazione di un componente in un unico gruppo chiamato *Feature Group*.

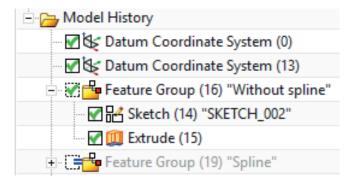


Figura 16 –Esempio di feature group

La creazione di questi gruppi consente di realizzare diverse versioni dello stesso componente. Le varie *Feature Group* possono essere attivate o disattivate. Se disattivate sopprimono tutte le operazioni presenti al suo interno lasciando attive quelle fuori. Per creare una *Feature Group* è sufficiente selezionare le azioni desiderate e facendo tasto destro compare l'opzione per il raggruppamento.

Sono state create diverse configurazioni per la maggior parte dei componenti del cambio.

#### 5.2.1 - Controllo delle *Feature Group* mediante l'uso di espressioni

Ciascuna *feature group* è stata resa "sopprimibile mediante espressione" ed è stata creata un'espressione per controllare i gruppi.

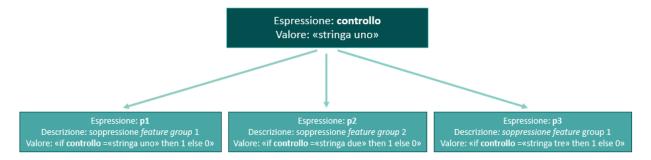


Figura 17 – Logica di controllo delle feature group

Nella figura soprastante viene mostrato il meccanismo con il quale avviene la soppressione o l'attivazione di determinate *feature group*.

- Se nell'espressione **controllo** viene inserito "stringa uno" si attiva l'espressione **p1** e si disattivano **p2** e **p3**
- Se nell'espressione **controllo** viene inserito "stringa due" si attiva l'espressione **p2** e si disattiva **p2** e **p3**
- Se nell'espressione **controllo** viene inserito "stringa tre" si attiva l'espressione **p2** e si disattiva **p1** e **p2**

In seguito, è mostrato un esempio di attivazione/disattivazione di alcune *feature group* delle ruote dentate, in particolare si tratta delle feature group per la gestione del verso dell'elica:

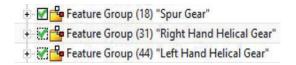


Figura 18 – Le feature group

| Name       | Formula      | Value        |
|------------|--------------|--------------|
| helix_hand | "right_hand" | "right_hand" |

Figura 19 – Espressione usata per il controllo

| Name | Formula                                    | Value |
|------|--|-------|
| р3   | if helix_hand = "right_hand" then 1 else 0 | 1     |
| p4   | if helix_hand = "left_hand" then 1 else 0  | 0     |
| p5   | if helix_hand = "spur" then 1 else 0       | 0     |

Figura 20 - Espressioni che controllano la soppressione delle feature group della ruota dentata

In questo caso sarà attiva solo la *feature group* dell'elica destra e saranno soppresse le altre.

#### 5.3 - Le ruote dentate

Per ciascuna ruota dentata sono state realizzate le seguenti configurazioni:

- Con denti dritti
- Con denti elicoidali a elica destra
- Con denti elicoidali a elica sinistra
- Con profilo scanalato in questo gruppo è stato realizzato il profilo scanalato necessario per poter collegare la ruota dentata all'albero. Questa configurazione è usata quando il moto viene trasmesso alla ruota direttamente dall'albero.
- Con la parte dentata necessaria al sincronizzatore in questo gruppo, sul fianco della ruota dentata, è stata creata la geometria necessaria all'ingranamento con la slitta del sincronizzatore. In questo caso il profilo scanalato è soppresso e al suo posto vi è un cuscinetto.

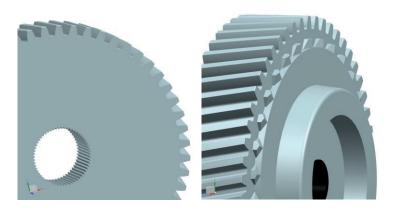


Figura 21 – Le due configurazioni delle ruote dentate, a sinistra con il profilo scanalato, a destra con la parte dentata

### 5.4 - L'albero d'ingresso

La logica per la modellazione degli alberi è quella di dividerli in diverse porzioni. Per ogni sezione sono state realizzate diverse configurazioni. Le operazioni per la modellazione di ciascuna di esse sono state raggruppate in *feature group* e sono state rese sopprimibili mediane espressione.

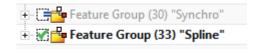


Figura 22 – Feature group di una porzione di albero

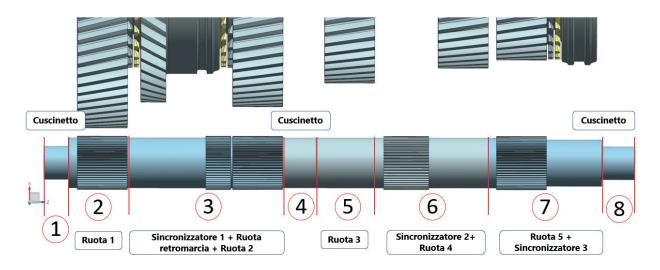


Figura 23 – Una delle configurazioni dell'albero d'ingresso suddivisa in sezioni

- 1) Le estremità (1 e 8) sono le porzioni necessarie al montaggio dei cuscinetti e quindi sono state modellizzate come dei semplici cilindri. Vi è una porzione di albero situata in mezzeria (4) anch'essa adibita al montaggio di un cuscinetto.
- 2) La porzione di albero dove viene montata la Ruota uno può essere sia con il profilo scanalato che senza. Ciò conferisce la possibilità di poter calettare una ruota direttamente collegata all'albero oppure una ruota che necessita di un sincronizzatore per ricevere il moto.

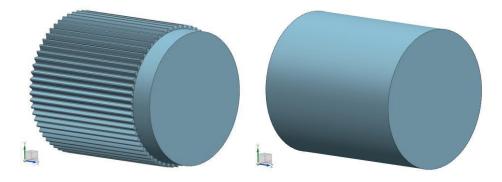


Figura 24 – Le possibili configurazioni della sezione 2 dell'albero d'ingresso

- 3) La terza porzione mostra una particolarità in quanto qui possono essere montate due ruote dentate, una di queste è la retromarcia. È inoltre necessario lo spazio per il montaggio del sincronizzatore sull'albero d'uscita. Quindi sono state realizzate tre possibili configurazioni:
  - Albero lungo con retromarcia
  - Albero corto con retromarcia
  - Albero corto senza retromarcia

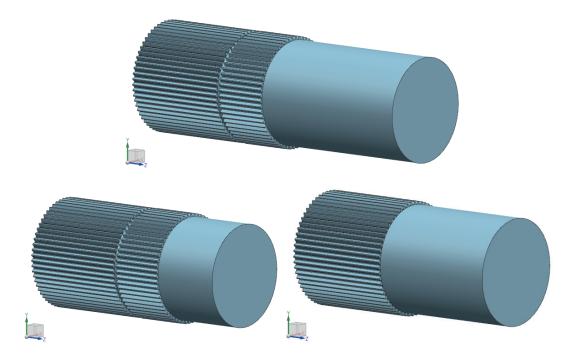


Figura 25 – Le possibili configurazioni della sezione 3 dell'albero d'ingresso

- 5) La porzione 5 è identica alla porzione 3 e può avere le medesime configurazioni.
- 6) e 7) Queste porzioni di albero hanno entrambe due feature group:
  - Con il profilo scanalato per il calettamento della ruota dentata
  - Con il profilo scanalato per il montaggio del calettamento del mozzo del sincronizzatore

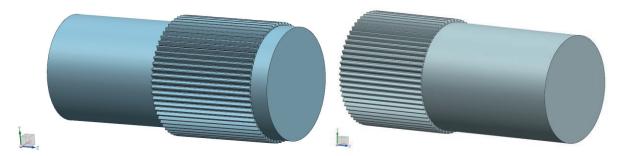


Figura 26 – Le possibili configurazioni delle sezioni 6 e 7 dell'albero d'ingresso

In questo caso quando su queste porzioni viene montato il sincronizzatore, il profilo scanalato per la ruota dentata viene soppresso e viene attivato quello per il mozzo e viceversa.

## 5.5 - L'albero d'uscita

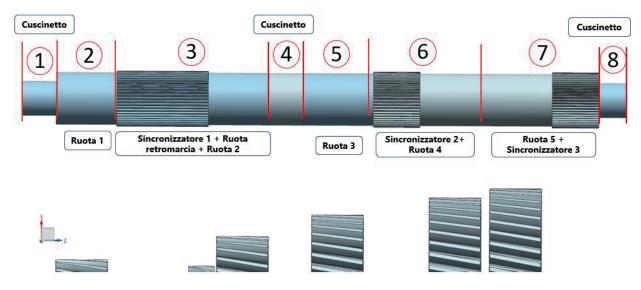


Figura 27 - Una delle configurazioni dell'albero d'ingresso suddivisa in sezioni

La logica utilizzata per la modellazione dell'albero d'uscita è la medesima usata per l'albero d'ingresso. In questo layout il sincronizzatore tra la prima e la seconda ruota può essere posizionato solo sull'albero d'uscita, quindi questa porzione ha delle configurazioni diverse dalla sua controparte dell'albero d'ingresso.

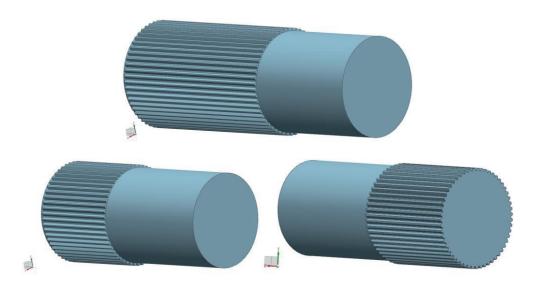


Figura 28 - Le possibili configurazioni della sezione 3 dell'albero d'uscita

#### 5.6 - I sincronizzatori

Il sincronizzatore è composto principalmente da tre elementi: il mozzo, la slitta e gli anelli di bloccaggio. Per i primi due elementi sono state modellizzate due configurazioni diverse, ciascuna

di esse attivabile mediante espressione. La prima versione è con il sincronizzatore classico dove la slitta è un semplice manicotto che svolge il compito di collegare il mozzo con la ruota dentata da sincronizzare. Nella seconda versione invece la ruota della retromarcia e la slitta sono un componente unico.

<u>Il mozzo</u> è il componente del sincronizzatore direttamente collegato con l'albero. Viene montato attraverso un profilo scanalato sull'albero delle ruote dentate da sincronizzare. Le due configurazioni del mozzo sono mostrate nella figura 29.

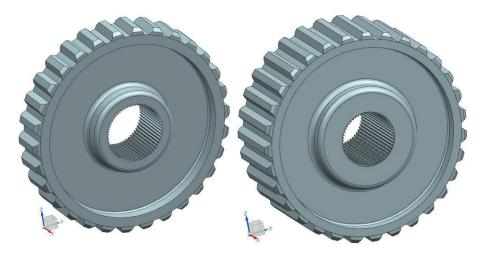


Figura 29 – Le possibili configurazioni del mozzo del sincronizzatore

Le due versioni differiscono in questo caso per la larghezza, in quanto il sincronizzatore che ha la ruota della retromarcia integrata ha dimensioni superiori.

<u>La slitta</u> del sincronizzatore è un manicotto che viene mosso dal leveraggio del cambio e consente l'innesto della marcia voluta. Sono state realizzate due configurazioni, una con ruota dentata e una senza.



Figura 30 - Le possibili configurazioni della slitta

<u>Gli anelli di bloccaggio</u> del sincronizzatore sono i primi elementi che vengono ingranati durante la fase di innesto. Questi elementi non hanno subito modifiche rispetto alla configurazione precedente.



Figura 31 – L'anello di bloccaggio

#### 5.6 - I cuscinetti

I cuscinetti svolgono un ruolo importante di sostegno dell'intera struttura e, oltre a permettere la rotazione degli alberi, devono essere in grado di reggere i carichi che si sviluppano durante il moto. In questo caso vi saranno anche carichi assiali e quindi la scelta dei cuscinetti ricadrà su quelli con la capacità di opporsi ad uno sforzo assiale. Sono state modellizzate due tipologie di cuscinetti:

#### Cuscinetti obliqui a sfere:



Figura 32 – Struttura del cuscinetto obliquo e il modello in NX

I cuscinetti obliqui a sfere presentano piste degli anelli interni ed esterni spostate l'una rispetto all'altra, nella direzione dell'asse del cuscinetto. Data tale conformazione, questi cuscinetti possono sopportare carichi combinati, ovvero che agiscono contemporaneamente in direzione radiale e assiale.

Sono stati inoltre modellizzati i cuscinetti a rullini che sono in grado di sopportare elevati carichi radiali.



Figura 33 – Struttura del cuscinetto a rullini e il modello in NX

# 6 - Realizzazione dei layout

Il layout creato ha la caratteristica di essere controllabile parametricamente. Ciò significa che la posizione e la geometria dei componenti costituenti il cambio sono controllate da espressioni. Nella sezione precedente sono state mostrate le varie configurazioni create per ciascun componente. La possibilità di poter avere diverse geometrie attivabili o sopprimibili rende possibile la coesistenza di diversi layout in un unico modello CAD. Quindi realizzati tutti i componenti si passa alla creazione dell'assieme.

#### 6.1 - I vincoli

Per realizzare l'assieme sono stati utilizzati i vincoli che definiscono la posizione di un componente rispetto ad un altro.

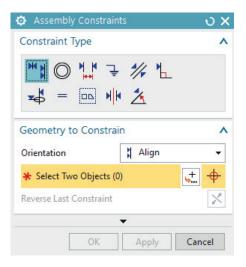


Figura 34 - Interfaccia dell'assegnazione dei vincoli

In figura 34 sono mostrate varie tipologie di vincoli, il più utilizzato nella realizzazione del layout è stato il primo tipo, ovvero

Allinea/Tocca: Gli oggetti planari selezionati per l'allineamento diventano complanari e le normali ai loro piani punteranno nella stessa direzione. Gli assi degli oggetti cilindrici coincideranno.

#### 6.2 - I sistemi di riferimento

Per rendere il layout mobile ci si è svincolati dal classico modo di realizzare un assieme dove i componenti vengono vincolati l'uno all'altro. Questo metodo non permette un controllo parametrico, pertanto la logica utilizzata è la seguente:

per ciascuna sezione degli alberi viene creato un sistema di riferimento e a questo vengono vincolati la sezione stessa dell'albero ed anche i vari componenti montati sull'albero. In questo modo quando viene mosso nello spazio il sistema di riferimento, esso si trascina dietro tutti i

componenti ad esso vincolati. E visto che la posizione del sistema di riferimento è controllabile parametricamente, lo sono anche i componenti.

La creazione dei sistemi di riferimento controllabili mediante espressioni è stata eseguita nel seguente modo:

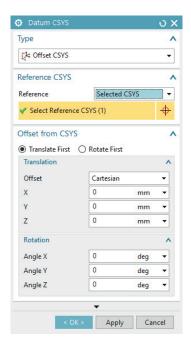


Figura 35 – Interfaccia per la creazione del sistema di riferimento controllabile parametricamente

Nella fase creazione viene scelta l'opzione **Offset CSYS** e come riferimento viene preso il sistema di riferimento assoluto dell'assieme. A questo punto possono essere inserite le distanze lungo gli assi X, Y e Z e gli angoli attorno a X, Y e Z e quindi posizionare nello spazio il nuovo sistema di riferimento. Queste distanze ed angoli possono essere dei numeri o delle espressioni.

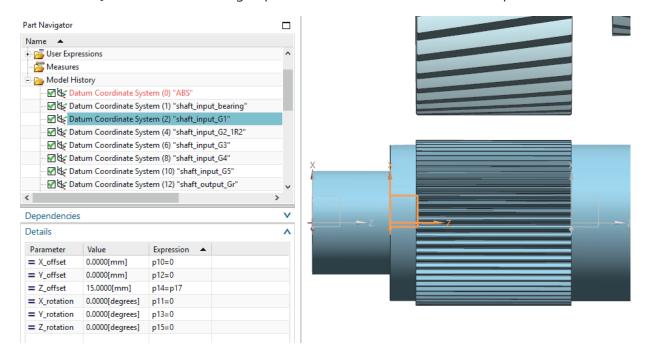


Figura 36 – Alcuni sistemi di riferimento creati e la finestra di controllo

Nella figura soprastante sono mostrati alcuni dei sistemi riferimento usati per creare l'assieme. In particolare, è selezionato il sistema di riferimento della prima porzione dell'albero d'ingresso e viene mostrato come esso possa essere controllato da espressioni.

Per vincolare un componente al sistema di riferimento creato, si realizza un sistema di riferimento all'interno del componente e poi questo viene vincolato al sistema di riferimento creato precedentemente nell'assieme.

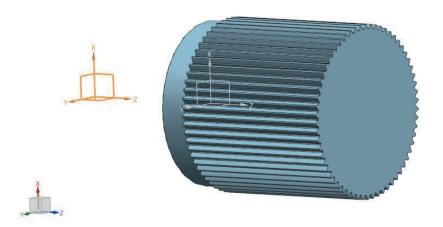


Figura 37 - Sistema di riferimento dell'assieme (arancione) e sistema di riferimento del componente

In figura 37 si possono osservare i due sistemi di riferimento prima che essi vengano vincolati l'uno con l'altro.

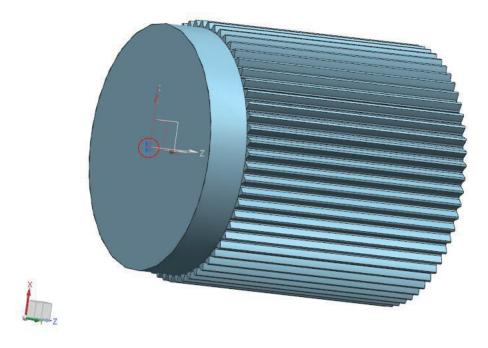


Figura 38 - I due sistemi di riferimento vincolati

Dopo aver vincolato i due sistemi di riferimento essi coincidono e nella loro origine è comparso il simbolo del tipo di vincolo assegnato. Da questo momento in avanti ovunque nello spazio venga spostato il sistema di riferimento, i componenti ad esso vincolato lo seguiranno.

#### 6.3 - Sincronizzatori mobili

Il codice Matlab possiede un algoritmo in grado di stabilire la posizione ottimale per i sincronizzatori. Per questo motivo la posizione dei sincronizzatori in entrambi i layout (<u>5G5R</u> e <u>5G1R</u>) è stata resa controllabile parametricamente. Ciò è possibile grazie al controllo realizzabile mediante l'uso delle espressioni. Nella fase di modellazione delle ruote e degli alberi sono state create le *feature group* che contengono le geometrie necessarie nel caso in cui una ruota dentata dovesse essere sincronizzata. In questo caso la configurazione delle ruote deve essere la seguente:

- La ruota dentata deve avere sul proprio fianco la dentatura necessaria al sincronizzatore
- Tra l'albero e la ruota è presente un cuscinetto per permettere una rotazione relativa tra albero e ruota
- Sull'albero ove è calettato il mozzo il profilo deve essere necessariamente scanalato o il diametro dell'albero deve essere adatto al calettamento forzato

Nel caso in cui le ruote siano calettate sull'albero la configurazione è la sequente:

- 1. La ruota dentata non deve avere sul fianco la dentatura necessaria del sincronizzatore
- 2. Sia l'albero che la ruota devono avere i rispettivi profili scanalati oppure i diametri adeguati al calettamento forzato
- 3. La porzione di albero tra le ruote non deve avere il profilo scanalato (dato che il sincronizzatore è posizionato sull'altro albero)

Al fine di controllare la posizione dei sincronizzatori nell'assieme sono state scritte le seguenti espressioni:

| Name                                 | Formula  | Value     |
|--------------------------------------|--|-----------|
| spline_synchro_condition_G1_G2_input | "spline"   | "spline"  |
| spline_synchro_condition_G3_G4_input | "synchro"  | "synchro" |
| spline_synchro_condition_G5_input    | "spline"   | "spline"  |
|                                      |  |           |
| condition_G1_G2_input                | if spline_synchro_condition_G1_G2_input = "spline" then 1 else 0 | 1         |
| condition_G3_G4_input                | if spline_synchro_condition_G3_G4_input = "spline" then 1 else 0 | 0         |
| condition_G5_input                   | if spline_synchro_condition_G5_input = "spline" then 1 else 0    | 1         |

Figura 39 - Espressioni create nell'assieme

Dalla figura 39 si può osservare che per ciascun sincronizzatore vi è una coppia di espressioni, una con una stringa che può essere "spline" oppure "synchro", mentre l'altra espressione presenta un costrutto logico che assume valore 1 o 0 in funzione della stringa inserita nell'espressione precedente. Si è scelta questa procedura perché nella creazione di *interpart expressions* risulta meno confusionale se il valore che viene passato è un intero 0 o 1 piuttosto che una stringa. Se le informazioni tra le espressioni si trasmettessero usando stringhe, basterebbe una lettera

sbagliata per generare un errore e quindi ottenere risultati non corretti. D'altro canto non si inseriscono direttamente i valori 1 o 0 perché risulta confusionale per l'utente capire se al valore 1 o 0 corrisponde il sincronizzatore sull'albero primario o secondario. Con la logica mostra sopra invece la procedura risulta più di facile comprensione in quanto se sull'albero primario è presente il sincronizzatore, necessariamente sull'albero secondario vi sarà un collegamento mediante profilo scanalato o forzato delle ruote dentate.

In base alle stringhe inserite nelle espressioni presenti nella figura 39 il layout deve presentarsi con i sincronizzatori disposti in questo modo:

- il primo sull'albero secondario
- il secondo sull'albero primario
- il terzo sull'albero secondario

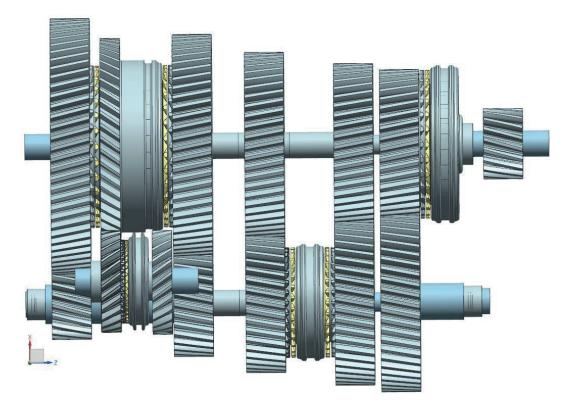


Figura 40 - Layout 5G1R

Se le espressioni dovessero essere le seguenti:

| Name                                 | Formula  | Value     |
|--------------------------------------|--|-----------|
| spline_synchro_condition_G1_G2_input | "spline"   | "spline"  |
| spline_synchro_condition_G3_G4_input | "spline"   | "spline"  |
| spline_synchro_condition_G5_input    | "synchro"  | "synchro" |
|                                      |  |           |
| condition_G1_G2_input                | if spline_synchro_condition_G1_G2_input = "spline" then 1 else 0 | 1         |
| condition_G3_G4_input                | if spline_synchro_condition_G3_G4_input = "spline" then 1 else 0 | 1         |
| condition_G5_input                   | if spline_synchro_condition_G5_input = "spline" then 1 else 0    | 0         |

Figura 41 - Espressioni create nell'assieme

Il layout assumerebbe la seguente configurazione:

- il primo sull'albero secondario
- il secondo sull'albero secondario
- il terzo sull'albero primario

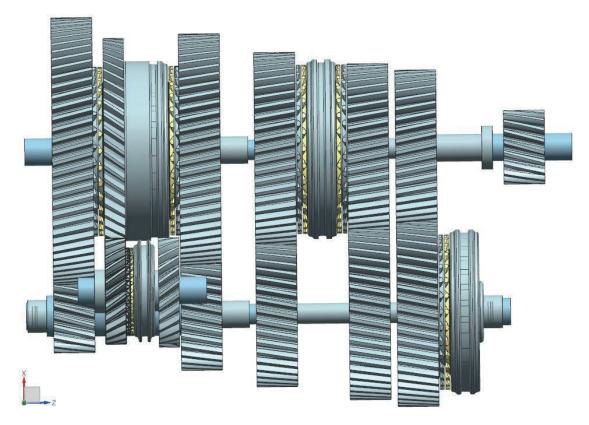


Figura 42 – Layout <u>5G1R</u>

In seguito, viene esaminato il modo in cui sono stati controllati i componenti e le loro espressioni per poter posizionare i sincronizzatori sull'albero primario o secondario. Come caso studio viene preso il primo dei due mostrati sopra, quindi:

- il primo sull'albero secondario
- il secondo sull'albero primario
- il terzo sull'albero secondario

e viene esaminata la coppia di ruote 3 e 4 e quindi rispettivamente il secondo sincronizzatore.

#### 6.3.1 - Le ruote dentate

Le due configurazioni delle ruote dentate sono raggruppate in *feature group*. Per le ruote posizionate sull'albero d'ingresso è stata attivata la feature group "Synchronizer".



Figura 43 – Le feature group delle ruote dentate

All'interno di ciascuna ruota dentata è stata creata una *interpart expression* che fa riferimento all'espressione presente nell'assieme, in particolare fa riferimento all'espressioni **condition\_G3\_G4\_input** che indica la condizione delle ruote 3 e 4 fornendo il valore 1 o 0. In questo caso nell'espressione **spline\_synchro\_condition\_G3\_G4\_input** è stata inserita dall'utente la stringa "synchro" e quindi l'espressione **condition\_G3\_G4\_input** assume valore 1. Ciò comporta la presenza del secondo sincronizzatore sull'albero d'ingresso. L'*interpart expression* all'interno della ruota riceve questa informazione e assume il valore 1.



Figura 44 - L'interpart expression all'interno della ruota

All'interpart expression si collegano le espressioni che controllano le feature group.

| Name   | Formula                                    | Value |
|--------|--|-------|
| p20753 | if condition_G3_G4_input = 0 then 1 else 0 | 0     |
| p22337 | if condition_G3_G4_input = 1 then 1 else 0 | 1     |

Figura 45 – Le espressioni che controllano le due feature group

Nella figura 45 si osserva lo stato delle espressioni che controllano le *feature group* e in questo caso l'espressione **p22337**. che controlla il gruppo con le geometrie necessarie per il collegamento con il sincronizzatore, assume valore 1 e quindi il gruppo si attiva. Nello stesso momento l'espressione **p20753** assume valore 0 e quindi il gruppo che contiene le azioni per generare il profilo scanalato viene soppresso.

In base ai valori assunti dalle espressioni le ruote sull'albero d'ingresso avranno la dentatura sui fianchi e anche il cuscinetto interposto tra albero e ruota:

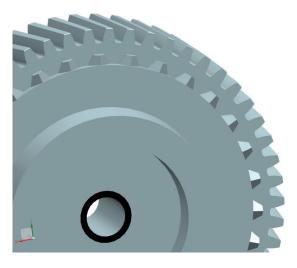


Figura 46 – Ruota con dentatura sul fianco e cuscinetto

Per le ruote posizionate sull'albero di uscita è stata attivata la feature group "spline":



Figura 47 – Le feature group delle ruote dentate

L'*interpart expression* assume lo stesso valore come per le ruote posizionate sull'albero d'ingresso, quindi 1, ma in questo caso cambiano i costrutti logici nelle espressioni che controllano i gruppi:

| Name   | Formula                                    | Value |
|--------|--|-------|
| p22132 | if condition_G3_G4_input = 1 then 1 else 0 | 1     |
| p22337 | if condition_G3_G4_input = 0 then 1 else 0 | 0     |

Figura 48 – Le espressioni che controllano le due feature group

Visto il valore assunto dalle espressioni, le ruote sull'albero di uscita presenteranno il profilo scanalato e quindi saranno calettate sull'albero

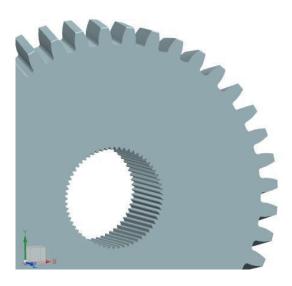


Figura 49 – Ruota con il profilo scanalato

#### 6.3.2 - Gli alberi

Le due configurazioni degli alberi sono raggruppate in feature group. Il gruppo "Gear" viene attivato quando è necessario il profilo scanalato per la ruota dentata. Il gruppo "Synchronizer" invece viene attivato quando è necessario il profilo scanalato per il mozzo del sincronizzatore. In questo caso viene analizzata una sezione dell'albero di uscita.



Figura 50 - Feature Group di una sezione dell'albero d'uscita

Gli alberi, così come le ruote dentate fanno riferimento alle espressioni mostrate in figura 39 e anche in questo caso viene creata una *interpart expression* all'interno dell'albero. A questa fanno riferimento le espressioni che controllano i due gruppi.

| Name   | Formula                                    | Value |
|--------|--|-------|
| p8662  | if condition_G3_G4_input = 0 then 1 else 0 | 0     |
|        |  |       |
| p14629 | if condition_G3_G4_input = 1 then 1 else 0 | 1     |

Figura 51 – Le espressioni che controllano le due feature group

In questo caso l'espressione p14629 che controlla il gruppo "Gear" assumerà valore 1 e quindi questo sarà attivato.

Per quanto riguarda le sezioni dell'albero d'ingresso il tipo di espressioni è il medesimo, l'unica differenza è insita nei costrutti logici scritti nelle espressioni che controllano le feature group.

| Name  | Formula                                    | Value |
|-------|--|-------|
| p4630 | if condition_G3_G4_input = 1 then 1 else 0 | 1     |
| 24040 | if condition C2 C4 input = 0 then 1 cles 0 | lo.   |
| p4949 | if condition_G3_G4_input = 0 then 1 else 0 | U     |

Figura 52 – Le espressioni che controllano le due feature group albero d'ingresso

La sezione dell'albero si presenta così nelle due configurazioni:

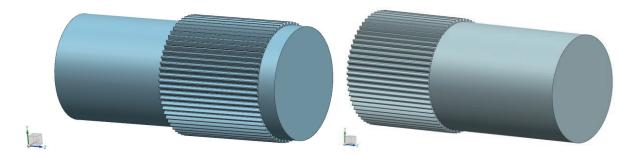


Figura 53 – Le due configurazioni della sezione dell'albero

#### 6.3.3 - I sincronizzatori

Il controllo dei sincronizzatori è sempre realizzato usando le espressioni. In questo caso non vengono soppresse *feature group*, ma avviene la soppressione di interi componenti. Quindi i tre elementi costituenti i sincronizzatori sono stati posizionati sia sull'albero d'ingresso che su quello di uscita. Nel momento in cui l'utente sceglie di posizionare il sincronizzatore sull'albero d'ingresso, avviene l'attivazione dei componenti del sincronizzatore sull'albero d'ingresso e la soppressione di quelli sull'albero d'uscita, viceversa nel caso in cui si scegliesse di posizionare il

sincronizzatore sull'albero d'uscita. Le espressioni che gestiscono il controllo della soppressione/attivazione componenti sono le medesime che gestiscono le feature group, ovvero:

| Name                                 | Formula  | Value     |
|--------------------------------------|--|-----------|
| spline_synchro_condition_G1_G2_input | "spline"   | "spline"  |
| spline_synchro_condition_G3_G4_input | "synchro"  | "synchro" |
| spline_synchro_condition_G5_input    | "spline"   | "spline"  |
|                                      |  |           |
| condition_G1_G2_input                | if spline_synchro_condition_G1_G2_input = "spline" then 1 else 0 | 1         |
| condition_G3_G4_input                | if spline_synchro_condition_G3_G4_input = "spline" then 1 else 0 | 0         |
| condition_G5_input                   | if spline_synchro_condition_G5_input = "spline" then 1 else 0    | 1         |

Figura 54 - Espressioni create nell'assieme

I componenti costituenti il sincronizzatore sono stati resi sopprimibili da espressione. Per fare ciò, nella lista dei componenti costituenti l'assieme, si fa tasto destro e si sceglie l'opzione "suppression...". Si viene rimandati ad un'interfaccia che offre tre opzioni:

- sempre soppresso
- mai soppresso
- controllato da espressione

La terza opzione è quella necessaria, una volta selezionata nel riquadro dei dettagli si osserva che come valore di default è presente 1 ed è questo il valore che verrà assegnato all'espressione che controlla il componente.

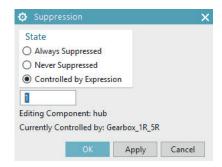


Figura 55 – Interfaccia soppressione componenti

L'espressione appena creata si troverà nella lista delle espressioni dell'assieme e non del componente che si vuole sopprimere. A questo punto viene collegata l'espressione che gestisce la soppressione con le espressioni mostrate nella figura 53.

| Name | Formula                                    | Value |
|------|--|-------|
| p177 | if condition_G3_G4_input = 1 then 1 else 0 | 0     |
| p178 | if condition_G3_G4_input = 0 then 1 else 0 | 1     |
| p180 | if condition_G3_G4_input = 0 then 1 else 0 | 1     |
| p181 | if condition_G5_input = 1 then 1 else 0    | 1     |
| p182 | if condition_G5_input = 0 then 1 else 0    | 0     |

Figura 56 – L'interpart expression all'interno del sincronizzatore

Nella figura soprastante sono presenti alcune delle espressioni che controllano la soppressione dei componenti

## 6.4 - Coesistenza di diversi layout nello stesso assieme

Utilizzando la logica descritta nel capitolo 6.3.3 è stato possibile realizzare un unico assieme che contenga entrambi i layout <u>5G5R</u> e <u>5G1R</u>. Agendo su un'espressione è possibile passare da un layout all'altro.

È stata creata un'espressione nella quale si inserisce il nome del layout che si decide di attivare.

| Name   | Formula | Value |
|--------|---------|-------|
| Layout | "1R"    | "1R"  |

Figura 57 – Espressione per scegliere il layout da attivare

A questa vengono collegate le espressioni che gestiscono la soppressione o l'attivazione dei componenti.

| Name | Formula                        | Value |
|------|--------------------------------|-------|
| p235 | if Layout = "1R" then 1 else 0 | 1     |
| p237 | if Layout = "1R" then 1 else 0 | 1     |

Figura 58 – Alcune espressioni che attivano i componenti necessari al layout 5G1R

Quindi se nell'espressione Layout viene inserito 1R si ha il seguente layout:

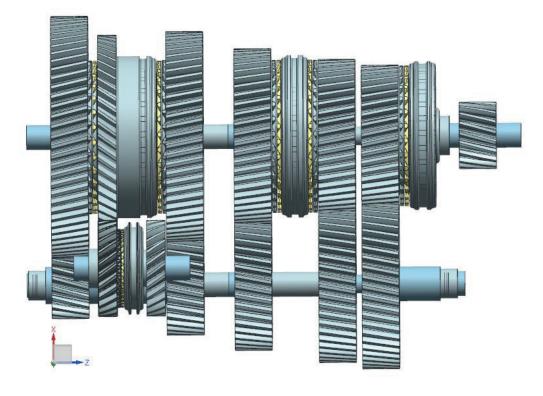


Figura 59 - Layout 5G1R

## Se invece si inserisce 5R si ha:

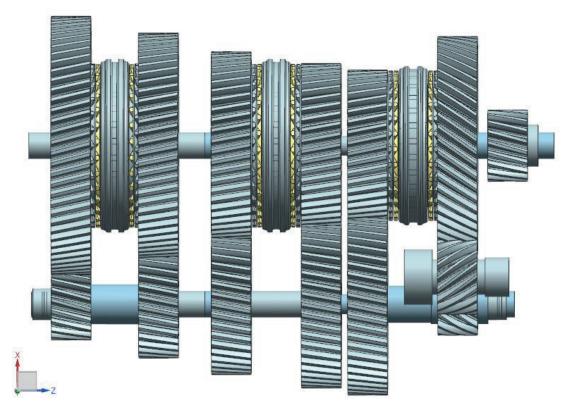


Figura 60 – Layout <u>5G5R</u>

## 7 - PTS (Product Template Studio)

PTS Author offre la possibilità di creare un'interfaccia che permette di modificare i valori delle espressioni e ne semplifica l'uso. In essa vengono inseriti soltanto i parametri che si vogliono rendere modificabili. Possono essere inseriti anche diversi avvisi esplicativi. È inoltre possibile realizzare degli algoritmi utilizzando un linguaggio grafico di programmazione simile ai diagrammi a blocchi dove le frecce indicano il flusso di informazioni, mentre i blocchi indicano le funzioni e i calcoli svolti.

Per il layout realizzato è stata creata un'interfaccia dalla quale è possibile controllare la configurazione del layout. Quindi il controllo mediante le espressioni è stato semplificato ed il tutto è gestibile anche da utenti esterni e che non hanno partecipato alla progettazione.

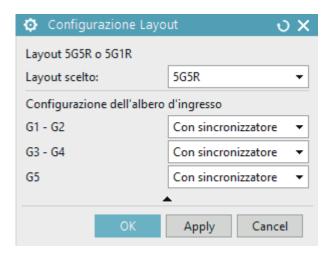


Figura 61 – Interfaccia creata

In figura 61 è presente l'interfaccia creata per la gestione del layout. Sono stati creati appositi menu a tendina dai quali è possibile scegliere il layout desiderato e la configurazione del layout, quindi scegliere dove posizionare i sincronizzatori.

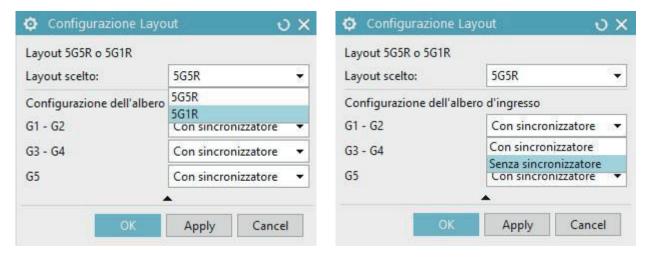


Figura 62 – Possibilità di scelta disponibili

#### 7.1 - Creazione dell'interfaccia

Per aprire il menu adibito alla creazione dell'interfaccia bisogna recarsi nella finestra *application*, in seguito selezionare *more* ed infine premere su *PTS author*. Si viene rimandati alla seguente finestra.

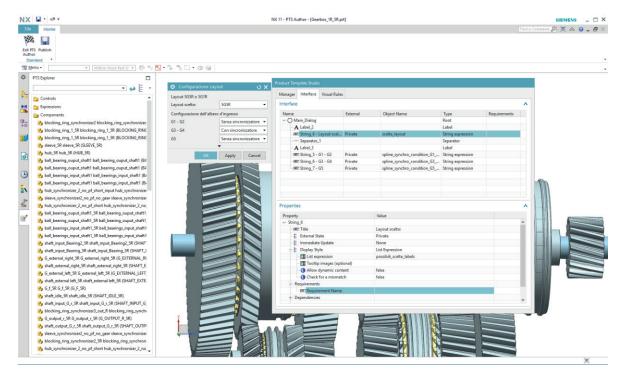


Figura 63 – Interfaccia PTS author

Nella parte sinistra dell'immagine sono presenti i componenti costituenti il layout, in centro c'è la finestra per la creazione dell'interfaccia ed a destra è presente l'interfaccia che si sta creando. È possibile creare l'interfaccia sia per un singolo componente che per l'assieme. In questo caso è stata creata l'interfaccia per l'assieme.

Nella parte di PTS explorer sono disponibili tre cartelle, la prima con i controlli da poter inserire, la seconda contenente le espressioni utilizzate e la terza con i componenti utilizzati.

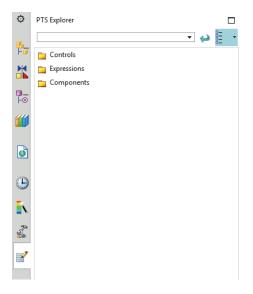


Figura 64 – PTS explorer

Per poter controllare le espressioni utilizzando un'interfaccia semplificata è stata necessaria una modifica alle espressioni create precedentemente. Di seguito viene mostrato a titolo di esempio come sono state modificate le espressioni per il controllo del layout, quindi per la scelta del layout <u>5G5R</u> oppure <u>5G1R</u>.

Le espressioni per la scelta del layout utilizzate in precedenza erano queste:

| Name   | Formula | Value |
|--------|---------|-------|
| Layout | "1R"    | "1R"  |

Figura 65 – Espressione per scegliere il layout da attivare

All'espressione in figura 65 vengono collegate le espressioni che gestiscono la soppressione o l'attivazione dei componenti.

| Name | Formula                        | Value |
|------|--------------------------------|-------|
| p235 | if Layout = "1R" then 1 else 0 | 1     |
| p237 | if Layout = "1R" then 1 else 0 | 1     |

Figura 66 – Alcune espressioni che attivano i componenti necessari al layout 5G1R

Le nuove espressioni sono le sequenti:

| Name                    | Formula                                       | Value           |
|-------------------------|---|-----------------|
| possibili_scelte        | {"5R","1R"}                                   | {"5R","1R"}     |
| possibili_scelte_labels | {"5G5R", "5G1R"}                              | {"5G5R","5G1R"} |
|                         |   | <u>.</u>        |
| Name                    | Formula                                       | Value           |
| scelta_layout           | nth(scelta_layout_indice+1, possibili_scelte) | "1R"            |
| scelta_layout_indice    | 1   | 1               |
|                         |   |                 |
| Name                    | Formula                                       | Value           |
| p235                    | if scelta_layout = "1R" then 1 else 0         | 1               |
| p237                    | if scelta_layout = "1R" then 1 else 0         | 1               |

Figura 67 – Nuove espressioni per il controllo del layout

Per poter realizzare il menu a tendina (visibili in figura 62) sono state create due espressioni contenenti una lista ciascuna:

- L'espressione *possibili\_scelte\_labels* contiene le stringhe che verranno visualizzate nel menu a tendina
- L'espressione *possibili\_scelte* contiene invece le stringhe che verranno comunicate alle espressioni che controllano i componenti

A questo punto viene creata un'espressione chiamata *scelta\_layout* che contiene il comando *nth.* Questo permette di leggere i valori da un'espressione contenente una lista. Il primo valore fornito a *nth* è l'indice, il secondo è la lista dalla quale leggere il layout.

Come riferimento per le espressioni che controllano direttamente i componenti a questo punto viene fornita l'espressione *scelta\_layout*.

Passando alla creazione dell'interfaccia PTS per aggiungere le espressioni che si desidera controllare è sufficiente recarsi nella cartella a destra denominata "Expressions", fare tasto destro e aggiungere l'espressione. A questo punto essa comparirà nella finestra centrale.

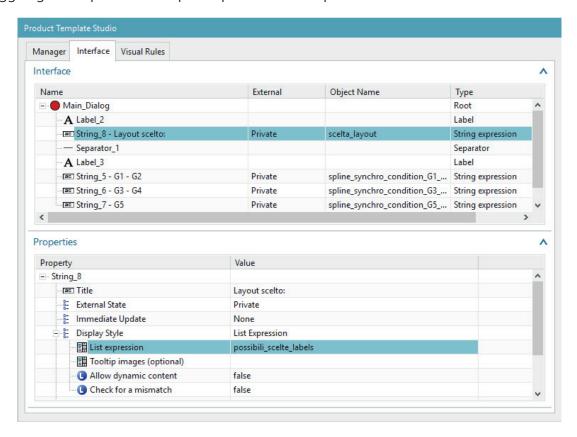


Figura 68 - Espressione aggiunta

Aggiunta l'espressione desiderata le si può fornire l'espressione che contiene la lista delle scelte che in questo caso è *possibili\_scelte\_labels*. È possibile eseguire questa operazione premendo il tasto destro su "List expression" (in figura 68 nella parte bassa), selezionare l'opzione "edit" e quindi scegliere l'espressione contenente la lista.

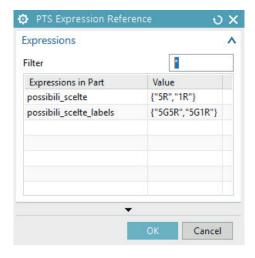


Figura 69 – Scelta espressioni contenenti una lista

Si procede in modo analogo per il controllo delle posizioni dei sincronizzatori.

## 8 - Il codice di calcolo

Come mostrato nei paragrafi precedenti, NX, nella fase di modellazione, fa riferimento alle espressioni sia per quanto riguarda le dimensioni dei componenti, che per la loro soppressione o attivazione. I valori presenti nelle espressioni vengono ricavati grazie al codice Matlab e comunicati a NX mediante un software intermedio, Excel. Il codice sviluppato in precedenza presenta un forte limite, ovvero è in grado di dimensionare solo il cambio a 5 marce modellizzato nel layout <u>5G5R</u>. Così come il layout <u>5G5R</u>, il codice Matlab è rigido. Quindi non è possibile una modifica nella disposizione delle ruote sull'albero, non è possibile assegnare una posizione diversa ai sincronizzatori e non è possibile modificare il cambio ad esempio aggiungendo una marcia in più. In questa fase del progetto si è reso meno rigido il codice permettendo quindi di disporre le ruote dentate sugli alberi con qualsiasi ordine, posizionare i sincronizzatori su entrambi gli alberi e sono stati eliminati i limiti del numero di marce.

## 8.1 - Modelli e verifiche implementate nel codice

Nel codice preesistente erano già stati implementati alcuni modelli come:

- Modello di Lewis per la verifica di resistenza a flessione del dente
- Verifiche delle ruote dentate secondo la normativa ISO 6336
- Modello tridimensionale agli elementi finiti della trave di Timoshenko per il dimensionamento degli alberi
- Dimensionamento sincronizzatori
- Dimensionamento dei cuscinetti secondo le direttive SKF
- Dimensionamento dei profili scanalati secondo la normativa ISO 4156

Nei paragrafi da 8.1.1 - 8.1.5 è presente una descrizione sintetica dei modelli e verifiche elencate sopra, mentre per una descrizione dettagliata si deve far riferimento alla tesi di laurea magistrale di Santagata G. (2018). Questi modelli vengono qui mostrati in quanto il nuovo codice ne utilizza alcune parti.

#### 8.1.1 - Modello di Lewis e verifiche secondo la ISO 6336

Il dimensionamento degli ingranaggi è stato svolto in modo da rispettare i vincoli stringenti di tolleranza sull'interasse e sul rapporto di trasmissione. Si ricavano i raggi di primo tentativo delle ruote dentate al fine di garantire che queste realizzino il corretto rapporto di trasmissione nell'interasse a loro assegnato. Per fare ciò sono sufficienti le seguenti due equazioni:

$$interasse = r_{input,i} + r_{output,i}$$
 
$$\tau_i = \frac{r_{output,i}}{r_{input,i}}$$

#### Verifica numero minimo di denti

Affinché sia rispettata la condizione di non interferenza, il numero di denti di ciascuna ruota deve risultare maggiore del numero di denti minimo, valore che è calcolato con seguente relazione:

$$Z_{min,elicoidale} = \frac{2(\sqrt{(\sin\alpha_t)^2\,\tau(\tau+2)+1}}{(\sin\alpha_t)^2\,(\tau+2)\cos\beta}$$

E viene imposta la condizione:

$$Z_i \geq Z_{min,i}$$

## Verifica rapporto di trasmissione

Per verificare che il codice generi un con corretto rapporto di trasmissione viene implementata la condizione:

$$\tau_{ideale}(1-toll_{\tau}) \leq \tau_{effettivo} \leq \tau_{ideale}(1+toll_{\tau})$$

Dove  $toll_{\tau}$  è il valore di tolleranza imposto sul rapporto di trasmissione e  $\tau_{effettivo} = \frac{z_{out}}{z_{in}}$ .

## Condizione sull'interasse

Per verificare che gli accoppiamenti tra i raggi delle ruote che ingranano rispettino il vincolo dell'interasse fornito

$$interasse(1 - toll_{interasse}) \le r_{input,i} + r_{output,i} \le interasse(1 + toll_{interasse})$$

Dove toll<sub>interasse</sub> è il valore di tolleranza imposto sull'interasse

#### Condizione di Lewis

Nel calcolo a flessione secondo il metodo di Lewis il dente è considerato come una mensola incastrata nella corona, sollecitata dalla forza complessiva F, che le ruote si trasmettono, applicata in punta al dente stesso.

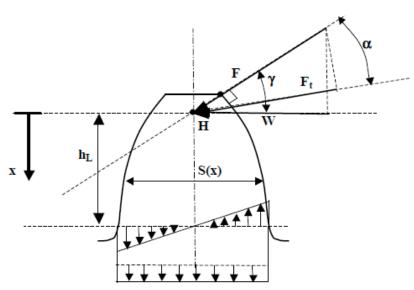


Figura 70 - Forza applicata in punta al dente

Utilizzando il modello di Lewis si ricavano i coefficienti di sicurezza per ciascuna ruota e il minimo dei due va confrontato con il coefficiente di sicurezza minimo imposto. Questo procedimento è eseguito con un ciclo for che viene interrotto appena viene soddisfatta questa condizione:

$$CS_{LW} > CS_{LW,min}$$

$$CS_{LW} = min\left(\left(m_n^3 * \lambda * \frac{R_{p02}}{k^3 * C * \cos\beta * K_v}\right)_{input}, \left(m_n^3 * \lambda * \frac{R_{p02}}{k^3 * C * \cos\beta * K_v}\right)_{output}\right)$$

Dove:

•  $K_v$  è il coefficiente di Barth ed è funzione della velocità periferica delle ruote:

$$K_v = \frac{3,56 + \sqrt{V}}{3.56}$$

- $\lambda = \frac{b}{m_n}$  dove b è la larghezza della ruota
- C è la coppia torcente trasmessa alla ruota
- B è l'angolo dell'elica

### Verifica al pitting

È valutata la tensione Hertziana utilizzata in seguito per ricavare il coefficiente di sicurezza per entrambe le ruote. Il minimo tra i due viene confrontato con il coefficiente minimo imposto.

$$\sigma_{H} = (0,629)(0.418) * \sqrt{\frac{\frac{F_{t}}{\cos \alpha_{t}} E\left(\frac{1}{r_{input}} + \frac{1}{r_{output}}\right) \frac{1}{\sin \alpha_{t}}}{\frac{b}{\cos \beta}}}$$

$$CS_H = \frac{R_{p02}}{\sigma_H} > CS_{H,min}$$

#### **Verifiche ISO 6336**

Verifica al pitting (o contatto Hertziano superficiale) statico

Le espressioni per il calcolo del coefficiente di sicurezza al pitting  $CS_{H,ISO,statica}$  statico sono le seguenti:

$$S_{H,min,statica} = CS_{H,ISO,statica,min} \ge 1$$

$$\sigma_{HP,ISO,statica} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_R Z_W Z_X}{S_{H.min.statica}}$$

$$\sigma_{H0,ISO,statica} = Z_H Z_E Z_{\varepsilon} Z_{\beta} \sqrt{\frac{F_t \frac{\tau+1}{\tau}}{2r_1 b}}$$

$$\sigma_{H,ISO,statica} = Z_B \sigma_{H0,ISO,statica} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

 $\sigma_{HG,ISO,statica} = S_{H,min,statica} \sigma_{HP,ISO,statica}$ 

Il coefficiente di sicurezza risulta:

$$CS_{H,ISO,statica} = \frac{\sigma_{HG,ISO,statica}}{\sigma_{H,ISO,statica}}$$

**Tabella 1** – Significato delle grandezze elencate

| Grandezza                 | Nome   | Unità di<br>misura |
|---------------------------|--|--------------------|
| $\sigma_{Hlim}$           | Tensione limite a fatica del materiale   | MPa                |
| $F_t$                     | Forza tangenziale scambiata tra le ruote dentate dell'ingranaggio  | Ζ                  |
| b                         | Larghezza di fascia dell'ingranaggio   | mm                 |
| $r_1$                     | Raggio primitivo del pignone   | mm                 |
| τ                         | Rapporto di trasmissione dell'ingranaggio  | adim               |
| $Z_{NT}$                  | Fattore di vita  | adim               |
| $Z_L$                     | Fattore di lubrificazione  | adim               |
| $Z_R$                     | Fattore di rugosità  | adim               |
| $Z_W$                     | Fattore di indurimento in esercizio  | adim               |
| $Z_X$                     | Fattore di dimensione  | adim               |
| $Z_H$                     | Fattore di zona  | adim               |
| $Z_E$                     | Fattore di elasticità  | adim               |
| $Z_{arepsilon}$           | Fattore di contatto  | adim               |
| $Z_{eta}$                 | Fattore dell'angolo dell'elica   | adim               |
| $K_A$                     | Fattore di applicazione  | adim               |
| $K_V$                     | Fattore dinamico interno   | adim               |
| $K_{H\beta}$              | Fattore di carico sulla faccia del dente   | adim               |
| $K_{H\alpha}$             | Fattore di carico trasversale  | adim               |
| $S_{H,min,statica}$       | Coefficiente di sicurezza minimo da garantire per la verifica al pitting (o contatto Hertziano superficiale) statica | adim               |
| $CS_{H,ISO,statica,min}$  | Coefficiente di sicurezza al pitting (o contatto Hertziano superficiale) statico                                     | adim               |
| $\sigma_{HP,ISO,statica}$ | Tensione di contatto ammissibile   | MPa                |
| $\sigma_{H0,ISO,statica}$ | Tensione di contatto nominale  | MPa                |
| $\sigma_{H,ISO,statica}$  | Tensione di contatto   | MPa                |
| $\sigma_{HG,ISO,statica}$ | Tensione limite di pitting   | MPa                |

## Verifica al pitting (o contatto Hertziano superficiale) a fatica

Le espressioni per il calcolo del coefficiente di sicurezza al pitting  $CS_{H,ISO,fatica}$  statico sono le seguenti:

$$S_{H,min,fatica} = CS_{H,ISO,fatica,min} \geq 1$$

$$\sigma_{HP,ISO,ref,fatica} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_R Z_W Z_X}{S_{H,min,fatica}}$$

Per materiali appartenenti alle abbreviazioni e classificazioni della normativa ISO St, St (cast), V, V(cast), GGG (perl.,bai.), GTS (perl.), Eh e IF:

$$\sigma_{HP,ISO,fatica} = \sigma_{HP,ISO,ref,fatica} \left(5 \frac{10^7}{10^5}\right)^{0,3705log_{10} \left(\frac{\sigma_{HP,ISO,statica}}{\sigma_{HP,ISO,ref,fatica}}\right)}$$

Per materiali appartenenti alle abbreviazioni e classificazioni della normativa ISO GG, GGG(ferr.), NT e NV:

$$\sigma_{HP,ISO,fatica} = \sigma_{HP,ISO,ref,fatica} \left( 5 \frac{10^6}{10^5} \right)^{0.7686log_{10} \left( \frac{\sigma_{HP,ISO,statica}}{\sigma_{HP,ISO,ref,fatica}} \right)}$$

$$\sigma_{HO,ISO,fatica} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t \frac{\tau + 1}{\tau}}{2r_1 b}}$$

$$\sigma_{H,ISO,fatica} = Z_B \sigma_{HO,ISO,fatica} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

$$\sigma_{HG,ISO,fatica} = S_{H,min,fatica} \sigma_{HP,ISO,fatica}$$

Il coefficiente di sicurezza risulta:

$$CS_{H,ISO,fatica} = \frac{\sigma_{HG,ISO,fatica}}{\sigma_{H,ISO,fatica}}$$

**Tabella 2** – Significato delle grandezze elencate

| Grandezza       | Nome  | Unità<br>di<br>misur<br>a |
|-----------------|---|---------------------------|
| $\sigma_{Hlim}$ | Tensione limite a fatica del materiale                            | MPa                       |
| $F_t$           | Forza tangenziale scambiata tra le ruote dentate dell'ingranaggio | N                         |
| b               | Larghezza di fascia dell'ingranaggio                              | mm                        |
| $r_1$           | Raggio primitivo del pignone                                      | mm                        |
| τ               | Rapporto di trasmissione dell'ingranaggio                         | Adim.                     |
| $Z_{NT}$        | Fattore di vita   | Adim.                     |
| $Z_L$           | Fattore di lubrificazione   | Adim.                     |
| $Z_R$           | Fattore di rugosità   | Adim.                     |
| $Z_W$           | Fattore di indurimento in esercizio                               | Adim.                     |
| $Z_X$           | Fattore di dimensione   | Adim.                     |

| $Z_H$                        | Fattore di zona   | Adim. |
|------------------------------|---|-------|
| $Z_E$                        | Fattore di elasticità   | Adim. |
| $Z_{\varepsilon}$            | Fattore di contatto   | Adim. |
| $Z_{\beta}$                  | Fattore dell'angolo dell'elica  | Adim. |
| $K_A$                        | Fattore di applicazione   | Adim. |
| $K_V$                        | Fattore dinamico interno  | Adim. |
| $K_{H\beta}$                 | Fattore di carico sulla faccia del dente  | Adim. |
| $K_{H\alpha}$                | Fattore di carico trasversale   | Adim. |
| $S_{Hmin,fatica}$            | Coefficiente di sicurezza minimo da garantire per la verifica al pitting (o contatto Hertziano superficiale) a fatica | Adim. |
| $CS_{H,ISO,fatica,min}$      | Coefficiente al pitting (o contatto Hertziano superficiale) a fatica  | Adim. |
| $\sigma_{HP,ISO,ref,fatica}$ | Tensione di contatto ammissibile di riferimento   | MPa   |
| $\sigma_{HP,ISO,fatica}$     | Tensione di contatto ammissibile  | MPa   |
| $\sigma_{H0,ISO,fatica}$     | Tensione di contatto nominale   | MPa   |
| $\sigma_{H,ISO,fatica}$      | Tensione di contatto  | MPa   |
| $\sigma_{HG,ISO,fatica}$     | Tensione limite di pitting  | MPa   |

## Verifica a flessione del dente statica

Le espressioni per il calcolo del coefficiente di sicurezza a flessione  $CS_{F,ISO,statica}$  statico sono le seguenti:

$$\begin{split} S_{F,min,statica} &= CS_{F,ISO,statica,min} \geq 1 \\ \sigma_{HP,ISO,statica} &= \frac{\sigma_{Flim}Y_{ST}Y_{NT}Y_{\delta relT}Y_{RrelT}Y_{X}}{S_{F,min,statica}} \\ \sigma_{FG,ISO,statica} &= S_{F,min,statica}\sigma_{FP,ISO,statica} \\ \sigma_{F0,ISO,statica} &= \frac{F_{t}}{bm_{n}}Y_{F}Y_{S}Y_{\beta}Y_{B}Y_{DT} \\ \sigma_{F,ISO,statica} &= \sigma_{F0,ISO,statica}K_{A}K_{V}K_{F\beta}K_{F\alpha} \end{split}$$

Il coefficiente di sicurezza risulta:

$$CS_{F,ISO,statica} = \frac{\sigma_{FG,ISO,statica}}{\sigma_{F,ISO,statica}}$$

**Tabella 3** – Significato delle grandezze elencate

| Grandezza       | Nome   | Unità di<br>misura |
|-----------------|--|--------------------|
| $\sigma_{Flim}$ | Tensione limite a fatica del materiale                               | MPa                |
| $F_t$           | Forza tangenziale scambiata tra le ruote dentate<br>dell'ingranaggio | N                  |
| b               | Larghezza di fascia dell'ingranaggio                                 | mm                 |

| $Y_{ST}$                  | Fattore di correzione della tensione  | Adim. |
|---------------------------|---|-------|
| $Y_{NT}$                  | Fattore di vita   | Adim. |
| $Y_{\delta relT}$         | Fattore di sensitività relativa all'intaglio  | Adim. |
| $Y_{RrelT}$               | Fattore superficiale relativo   | Adim. |
| $Y_X$                     | Fattore di dimensione   | Adim. |
| $Y_F$                     | Fattore di forma  | Adim. |
| $Y_S$                     | Fattore di correzione della tensione  | Adim. |
| $Y_{\beta}$               | Fattore dell'elica  | Adim. |
| $Y_B$                     | Fattore di spessore del bordo   | Adim. |
| $Y_{DT}$                  | Fattore di profondità del dente   | Adim. |
| $K_A$                     | Fattore di applicazione   | Adim. |
| $K_V$                     | Fattore dinamico interno  | Adim. |
| $K_{F\beta}$              | Fattore di carico sulla faccia del dente  | Adim. |
| $K_{F\alpha}$             | Fattore di carico trasversale   | Adim. |
| $S_{Fmin,statica}$        | Coefficiente di sicurezza minimo da garantire per la verifica a flessione del dente statica | Adim. |
| $CS_{F,ISO,statica,min}$  | Coefficiente di sicurezza a flessione del dente statica                                     | Adim. |
| $\sigma_{FP,ISO,statica}$ | Tensione ammissibile alla base del dente  | MPa   |
| $\sigma_{FG,ISO,statica}$ | Tensione limite alla base del dente   | MPa   |
| $\sigma_{F0,ISO,statica}$ | Tensione nominale alla base del dente   | MPa   |
| $\sigma_{F,ISO,statica}$  | Tensione alla base del dente  | MPa   |

#### Verifica a flessione del dente a fatica

Le espressioni per il calcolo del coefficiente di sicurezza a flessione del dente a fatica  $CS_{F,ISO,fatica}$  sono le seguenti:

$$\begin{split} S_{F,min,fatica} &= CS_{F,ISO,fatica,min} \geq 1 \\ \\ \sigma_{FP,ISO,ref,fatica} &= \frac{\sigma_{Flim}Y_{ST}Y_{NT}Y_{\delta relT}Y_{RrelT}Y_{X}}{S_{F,min,fatica}} \end{split}$$

Per materiali appartenenti alle abbreviazioni e classificazioni della normativa ISO St, St(cast), V, V(cast), GGG (perl.,bai.), GTS (perl.), Eh e IF:

$$\sigma_{FP,ISO,fatica} = \sigma_{FP,ISO,ref,fatica} \left( 3 \frac{10^6}{10^4} \right)^{0.4037log_{10} \left( \frac{\sigma_{FP,ISO,statica}}{\sigma_{FP,ISO,ref,fatica}} \right)}$$

Per materiali appartenenti alle abbreviazioni e classificazioni della normativa ISO GG, GGG (ferr.), NT e NV:

$$\sigma_{HP,ISO,fatica} = \sigma_{HP,ISO,ref,fatica} \left( 3 \frac{10^6}{10^3} \right)^{0.2876log_{10} \left( \frac{\sigma_{FP,ISO,statica}}{\sigma_{FP,ISO,ref,fatica}} \right)}$$

$$\sigma_{FG,ISO,fatica} = S_{F,min,fatica} \sigma_{FP,ISO,fatica}$$

$$\sigma_{F0,ISO,fatica} = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT}$$

$$\sigma_{F,ISO,fatica} = \sigma_{F0,ISO,fatica} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}$$

Il coefficiente di sicurezza risulta:

$$CS_{F,ISO,fatica} = \frac{\sigma_{FG,ISO,fatica}}{\sigma_{F,ISO,fatica}}$$

**Tabella 4** – Significato delle grandezze elencate

| Grandezza                    | Nome   | Unità di<br>misura |  |  |  |  |  |  |
|------------------------------|--|--------------------|--|--|--|--|--|--|
| $\sigma_{Flim}$              | Tensione limite a fatica del materiale   | MPa                |  |  |  |  |  |  |
| $F_t$                        | Forza tangenziale scambiata tra le ruote dentate dell'ingranaggio                            | N                  |  |  |  |  |  |  |
| b                            | Larghezza di fascia dell'ingranaggio   | mm<br>Adim.        |  |  |  |  |  |  |
| $Y_{ST}$                     | Fattore di correzione della tensione   |                    |  |  |  |  |  |  |
| $Y_{NT}$                     | Fattore di vita  | Adim.              |  |  |  |  |  |  |
| $Y_{\delta relT}$            | Fattore di sensitività relativa all'intaglio   | Adim.              |  |  |  |  |  |  |
| $Y_{RrelT}$                  | Fattore superficiale relativo  | Adim.              |  |  |  |  |  |  |
| $Y_X$                        | Fattore di dimensione  | Adim.              |  |  |  |  |  |  |
| $Y_F$                        | Fattore di forma   | Adim.              |  |  |  |  |  |  |
| $Y_S$                        | Fattore di correzione della tensione   | Adim.              |  |  |  |  |  |  |
| $Y_{\beta}$                  | Fattore dell'elica   |                    |  |  |  |  |  |  |
| $Y_B$                        | Fattore di spessore del bordo  |                    |  |  |  |  |  |  |
| $Y_{DT}$                     | Fattore di profondità del dente  |                    |  |  |  |  |  |  |
| $K_A$                        | Fattore di applicazione  |                    |  |  |  |  |  |  |
| $K_V$                        | Fattore dinamico interno   |                    |  |  |  |  |  |  |
| $K_{F\beta}$                 | Fattore di carico sulla faccia del dente   | Adim.              |  |  |  |  |  |  |
| $K_{F\alpha}$                | Fattore di carico trasversale  | Adim.              |  |  |  |  |  |  |
| $S_{Fmin,fatica}$            | Coefficiente di sicurezza minimo da garantire per la verifica a flessione del dente a fatica |                    |  |  |  |  |  |  |
| $CS_{F,ISO,fatica,min}$      | Coefficiente di sicurezza a flessione del dente a fatica                                     | Adim.              |  |  |  |  |  |  |
| $\sigma_{FP,ISO,ref,fatica}$ | Tensione ammissibile alla base del dente di riferimento                                      | MPa                |  |  |  |  |  |  |
| $\sigma_{FP,ISO,fatica}$     | Tensione ammissibile alla base del dente   | MPa                |  |  |  |  |  |  |
| $\sigma_{FG,ISO,fatica}$     | Tensione limite alla base del dente  | MPa                |  |  |  |  |  |  |
| $\sigma_{F0,ISO,fatica}$     | Tensione nominale alla base del dente  | MPa                |  |  |  |  |  |  |
| $\sigma_{F,ISO,fatica}$      | Tensione alla base del dente   | MPa                |  |  |  |  |  |  |

#### 8.1.2 - Modello della trave di Timoshenko

Il modello della trave di Timoshenko tiene conto della deformabilità a taglio considerando gli effetti dello scorrimento dovuti ad esso. Ciò fa sì che le sezioni della trave non si mantengono normali all'asse dopo la deformazione causata dal carico, ma che risultino inclinate.

Per effettuare il dimensionamento dell'albero utilizzando questo modello sono stati posizionati dei nodi lungo l'albero in ogni punto ove siano applicate forze o vi siano dei vincoli ai gradi di libertà del sistema. Ogni nodo possiede sei gradi di libertà se non vincolato. La trave viene suddivisa in una serie di elementi e per ciascun elemento vengono scritte le matrici di massa [M]<sub>e</sub>, di rigidezza [K]<sub>e</sub> e tensione-deformazione [D]<sub>e</sub>. Esse vanno inserite nelle matrici di massa globale [M], rigidezza [K] e tensione-deformazione [D]. Dopo aver assemblato le matrici di massa globale [M] e di rigidezza globale [K] dell'albero, vanno eliminati i gradi di libertà dell'albero che sono vincolati. Per il caso della deflessione statica sono stati considerati come vincoli:

- Cuscinetto: blocca le traslazioni u,v,w e le rotazioni  $\theta y$ ,  $\theta z$  consentendo la rotazione  $\theta x$ ;
- Ruota dentata in presa: blocca la rotazione  $\theta x$  consentendo le rotazioni  $\theta y$ ,  $\theta z$  e le traslazioni u,v,w.

Dunque, nel momento in cui si considera un vincolo, vanno eliminate le righe e le colonne dei gradi di libertà vincolati dalle matrici globali ottenendo le matrici di massa nota, di rigidezza nota, di smorzamento nota e il vettore delle forze noto. Semplificando e trascurando le derivate si ottiene l'equazione del moto dell'albero:

$$[K]_{nota}\{U\}_{noto} = \{F\}_{noto}$$

Risolvendo il sistema si ottiene il vettore degli spostamenti che varia per ogni ingranaggio preso in considerazione perché variano i nodi ai quali vengono applicate le forze. Ottenuto questo vettore si ricava il vettore delle deformazioni. Sfruttando la matrice tensione-deformazione [D] nell'ipotesi di rimanere nel campo elastico si ottengono le deformazioni e la matrice delle tensioni. Infine, viene ricavata la tensione equivalente in ogni nodo (utilizzando il criterio di Von Mises).

#### 8.1.3 - Dimensionamento dei sincronizzatori

Il primo step consiste nella determinazione della differenza di velocità di rotazione  $\Delta\omega$  durante l'innesto della marcia al fine di determinare la massima differenza di velocità di rotazione  $\Delta\omega_{max}$  che il sincronizzatore deve annullare durante la fase di innesto della marcia. Si considera una marcia alla volta e vengono considerate le condizioni di aumento marcia e riduzione marcia con il sincronizzatore posizionato inizialmente sull'albero di ingresso e in seguito sull'albero di uscita. I parametri utilizzati in questa fase sono:

- Rapporti di trasmissione τ
- Velocità di rotazione degli alberi ω

La relazione che lega le due grandezze è:  $\tau = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ 

Ricavate le differenze di velocità viene definita la posizione ottimale del sincronizzatore. Questa analisi è fondamentale in quanto è possibile che alcune ruote del cambio abbiano un raggio piccolo e di conseguenza debbano essere costruite "di pezzo". In questo caso non sarebbe possibile montare il sincronizzatore e quindi questo andrà ad essere posizionato sull'altro albero. Se fosse possibile montare il sincronizzatore su entrambi gli alberi, si sceglie la posizione che riduce la velocità da compensare tra le due ruote. In seguito, vengono ricavati i momenti di inerzia equivalenti visti dai sincronizzatori e la coppia che il sincronizzatore genera tramite il contatto delle superfici coniche.

$$M_f = J_{eq} \frac{\Delta \omega}{dt}$$

Un aumento del momento d'inerzia  $J_{eq}$  produce un aumento della coppia di attrito che deve sviluppare il sincronizzatore per cui aumentano le dimensioni che esso deve avere. I momenti d'inerzia vengono ricavati utilizzando l'energia cinetica del sistema.

Noti tali valori vengono ricavati i parametri geometrici:

| Grandezza                      | Nome  | Unità di<br>misura |  |  |  |
|--------------------------------|---|--------------------|--|--|--|
| $d_{medio, sincronizzatore}$   | Diametro medio del sincronizzatore                        | m                  |  |  |  |
| $d_{massimo, sincronizzatore}$ | simo,sincronizzatore Diametro massimo del sincronizzatore |                    |  |  |  |
| $l_{coni}$                     | Lunghezza dei coni di attrito                             | m                  |  |  |  |
| α                              | Angolo dei coni di attrito                                | 0                  |  |  |  |
| $d_{minimo,coni}$              | Diametro minimo dei coni di attrito                       | m                  |  |  |  |
| $d_{\it massimo,coni}$         | Diametro massimo dei coni di attrito                      | m                  |  |  |  |
| $S_{dente}$                    | Spessore del dente del sincronizzatore                    | m                  |  |  |  |
| $b_{mozzo}$                    | Larghezza del mozzo (Hub) del sincronizzatore             | m                  |  |  |  |
| $l_{slitta}$                   | Larghezza della slitta del sincronizzatore                | m                  |  |  |  |
| $l_{sincronizzatore}$          | Larghezza del sincronizzatore                             |                    |  |  |  |
| $d_{mozzo,esterno}$            | Diametro esterno del mozzo (Hub) del sincronizzatore      | m                  |  |  |  |

Tabella 5 – Parametri geoemtrici

e infine si ricavano i parametri prestazionali quali:

- coppia di attrito minima  $T_{f,min}$  del sincronizzatore
- lavoro specifico di attrito  $q_a$  del sincronizzatore
- coppia di attrito  $T_f$  del sincronizzatore
- tempo effettivo di innesto  $t_r$
- potenza specifica di attrito  $P_{ma}$ del sincronizzatore
- ullet velocità massima di scorrimento  $v_{max, sincronizzatore}$  del sincronizzatore
- pressione media specifica  $p_m$  del sincronizzatore
- potenza massima specifica di attrito  $P_{max}$  del sincronizzatore

L'ultima fase consiste nel dimensionamento del mozzo, in cui si ricava il diametro esterno  $d_{mozzo,esterno}$  che consenta di trasmettere la massima coppia  $M_{t,max}$ , e della dentatura degli anelli di arresto.

#### 8.1.4 - Dimensionamento dei cuscinetti, normativa di riferimento SKF

Per il dimensionamento dei cuscinetti è stata adottata la normativa di riferimento del Gruppo SKF, industria leader mondiale nella realizzazione dei cuscinetti volventi. Seguendo la guida fornita sono state realizzate le seguenti verifiche e calcoli:

## Verifica sul numero di giri massimo nmax

L'espressione per effettuare la verifica sul numero di giri massimo  $n_{max}$  è la seguente:

$$n_{max} \leq \min(n_{limmite}, n_{referenza})$$

Dove le grandezze coinvolte sono:

Tabella 6 – Significato dei simboli

| Grandezza       | Nome   | Unità di<br>misura |
|-----------------|--|--------------------|
| $n_{max}$       | Velocità di rotazione massima alla quale opera il        | rpm                |
|                 | cuscinetto   |                    |
| $n_{limite}$    | Limite di velocità di rotazione meccanico del cuscinetto | rpm                |
| $n_{referenza}$ | Limite di velocità di rotazione termico del cuscinetto   | rpm                |

#### Verifica sulla capacità di carico statico del cuscinetto

La verifica sulla capacità di carico statico viene eseguita al fine di garantire che il corpo volvente non venga deformato in modo eccessivo se sottoposto a urti o picchi di carico molto forti. Le deformazioni plastiche, pur molto piccole, producono rumorosità e vibrazioni e quindi vanno limitate il più possibile.

#### Calcolo del carico statico equivalente Po

L'espressione per il calcolo del carico statico equivalente  $P_0$  è la seguente:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

Dove le grandezze coinvolte sono:

Tabella 7 – Significato dei simboli

| Grandezza | Nome  | Unità di<br>misura |  |  |  |
|-----------|---|--------------------|--|--|--|
| $P_0$     | Carico statico equivalente agente sul cuscinetto  |                    |  |  |  |
| $F_r$     | Carico radiale effettivo agente sul cuscinetto Carico assiale effettivo agente sul cuscinetto |                    |  |  |  |
| $F_a$     |   |                    |  |  |  |
| $X_0$     | Fattore relativo al carico radiale agente sul cuscinetto                                      | Adim.              |  |  |  |
| $Y_0$     | Fattore relativo al carico assiale agente sul cuscinetto                                      | Adim.              |  |  |  |

## Coefficiente di sicurezza statico $s_0$

L'espressione per il calcolo del coefficiente di sicurezza statico  $s_0$  è la seguente:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Le grandezze coinvolte sono:

Tabella 8 – Significato dei simboli

| Grandezza | Nome   | Unità di<br>misura |  |  |  |
|-----------|--|--------------------|--|--|--|
| $C_0$     | Coefficiente di carico statico                   |                    |  |  |  |
| $P_0$     | Carico statico equivalente agente sul cuscinetto | kN                 |  |  |  |
| $s_0$     | Coefficiente di sicurezza statico                | Adim.              |  |  |  |

#### Verifica della durata del cuscinetto

Per il dimensionamento adeguato del cuscinetto, è fondamentale verificare che esso sia in grado di operare nella specifica applicazione e nelle condizioni di carico dinamico alle quali è soggetto. Anche per il carico dinamico, le componenti di carico radiale  $F_r$ e assiale  $F_a$ agenti sul cuscinetto sono note dai calcoli effettuati sul dimensionamento degli alberi.

## Calcolo del carico dinamico equivalente P

L'espressione per il calcolo del carico dinamico equivalente P è la seguente:

$$P = XF_r + YF_a$$

Dove le grandezze coinvolte sono:

Tabella 9 – Significato dei simboli

| Grandezza | Nome   |       |  |  |  |  |
|-----------|--|-------|--|--|--|--|
| P         | Carico dinamico equivalente agente sul cuscinetto        |       |  |  |  |  |
| $F_r$     | Carico radiale effettivo agente sul cuscinetto           |       |  |  |  |  |
| $F_a$     | Carico assiale effettivo agente sul cuscinetto           |       |  |  |  |  |
| X         | Fattore relativo al carico radiale agente sul cuscinetto | Adim. |  |  |  |  |
| Y         | Fattore relativo al carico assiale agente sul cuscinetto | Adim. |  |  |  |  |

I fattori relativi ai carichi radiale *X* e assiale *Y* sono tabulati per lo specifico cuscinetto considerato.

#### Condizioni di lubrificazione e rapporto di viscosità k

L'espressione per il calcolo del rapporto di viscosità è la seguente:

$$k = \frac{v}{v_1}$$

Dove le grandezze coinvolte sono:

Tabella 10 – Significato dei simboli

| Grandezza      | Nome   | Unità di<br>misura |
|----------------|--|--------------------|
| k              | Rapporto di viscosità  | Adim.              |
| v              | Viscosità del lubrificante alla temperatura di funzionamento   | $\frac{mm^2}{s}$   |
| V <sub>1</sub> | Viscosità necessaria minima del lubrificante alla temperatura di funzionamento in funzione del diametro medio del cuscinetto e della velocità di rotazione | $\frac{mm^2}{s}$   |

L'espressione per il calcolo del diametro medio del cuscinetto  $d_m$  è la seguente:

$$d_m = \frac{(d+D)}{2}$$

Dove le grandezze coinvolte sono:

**Tabella 11** – Significato dei simboli

| Grandezza | Nome                            | Unità di misura |  |  |
|-----------|---------------------------------|-----------------|--|--|
| d         | Diametro interno del cuscinetto | mm              |  |  |
| D         | Diametro esterno del cuscinetto | mm              |  |  |
| $d_m$     | Diametro medio del cuscinetto   | mm              |  |  |

La viscosità necessaria minima  $v_1$  del lubrificante alla temperatura di funzionamento è fornita graficamente in funzione del diametro medio del cuscinetto  $d_m$  e della velocità di rotazione n.

## Calcolo della durata del cuscinetto e verifica della durata del cuscinetto

Le espressioni per il calcolo della durata del cuscinetto  $L_{nm}$  sono le seguenti:

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$L_{nmh} = 10^6 \frac{L_{nm}}{60n}$$

E la verifica della durata del cuscinetto è la seguente:

$$L_{nmh} \ge L_{nmh,minima}$$

Le grandezze coinvolte sono:

**Tabella 12** – Significato dei simboli

| Grandezza        | Nome   | Unità di<br>misura |  |  |  |
|------------------|--|--------------------|--|--|--|
| $a_1$            | Fattore correttivo della durata relativo all'affidabilità  | Adim.              |  |  |  |
| $a_{S}$<br>KF    | Fattore correttivo della durata  | Adim.              |  |  |  |
| P                | Carico dinamico equivalente agente sul cuscinetto  | kN                 |  |  |  |
| С                | Coefficiente di carico dinamico  | kN                 |  |  |  |
| p                | Esponente della formula della durata ( $p=3$ per i cuscinetti a sfere, $p=10/3$ per i cuscinetti a rulli)                              | Adim.              |  |  |  |
| n                | Velocità di rotazione media alla quale opera il cuscinetto   | rpm                |  |  |  |
| $L_n$            | Durata SKF (con affidabilità del 100-n%) in milioni di giri  Durata SKF (con affidabilità del 100-n%) in ore di funzionamento          |                    |  |  |  |
| $L_n$ $mh$       |  |                    |  |  |  |
| $L_{nmh,minima}$ | Durata SKF (con affidabilità del 100-n%) in ore di<br>funzionamento minima da garantire per la verifica della durata<br>del cuscinetto | ore                |  |  |  |

## Verifica del carico minimo agente sul cuscinetto

Per garantire un corretto funzionamento del cuscinetto, esso deve sempre essere soggetto a un carico minimo. L'espressione per ricavarlo è la seguente:

$$F_{rm} = k_r \left(\frac{vn}{1000}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{d_m}{100}\right)^2$$

Le grandezze coinvolte sono:

**Tabella 13** – Significato dei simboli

| Grandezza       | Nome   | Unità di<br>misura |
|-----------------|--|--------------------|
| $k_{ m r}$      | Fattore di carico minimo                                     | Adim.              |
| v               | Viscosità del lubrificante alla temperatura di funzionamento | $\frac{mm^2}{s}$   |
| n               | Velocità di rotazione  | rpm                |
| d <sub>m</sub>  | Diametro medio del cuscinetto                                | mm                 |
| F <sub>rm</sub> | Carico radiale minimo  | kN                 |

Il fattore di carico minimo kr è tabulato per lo specifico cuscinetto considerato.

I calcoli elencati sopra sono stati implementati in una funzione su Matlab che fornisce un esito positivo solo nel caso in cui tutte le verifiche vengano rispettate.

#### 8.1.5 - Dimensionamento dei profili scanalati secondo la normativa ISO 4156

I profili scanalati realizzati sono con il profilo dei denti a evolvente di cerchio. Per la verifica di resistenza dei profili scanalati è stata utilizzata la normativa ISO 4156. Sono stati imposte due condizioni, ovvero che il diametro interno del profilo non possa essere inferiore al diametro dell'albero e non possa essere superiore al diametro della troncatura interna della ruota montata.

Gli angoli di pressione normale  $\alpha_n$  utilizzati per la dentatura dei profili scanalati sono 30°, 37.5° e 45° e per ciascun angolo sono tabellati i valori dei moduli normali  $m_n$  utilizzati per la dentatura dei profili.

Vengono ricavati i principali parametri geometrici:

- ullet Diametro di troncatura interna del profilo scanalato esterno realizzato sull'albero
- ullet Diametro di forma del profilo scanalato esterno realizzato sull'albero
- ullet Diametro di troncatura esterna del profilo scanalato esterno realizzato sull'albero
- ullet Diametro di troncatura esterna del profilo scanalato interno realizzato sul mozzo
- ullet Diametro di forma del profilo scanalato interno realizzato sul mozzo
- ullet Diametro di troncatura interna del profilo scanalato interno realizzato sul mozzo

L'espressione per ricavare il diametro primitivo per del profilo scanalato  $D_{me}$  è la seguente:

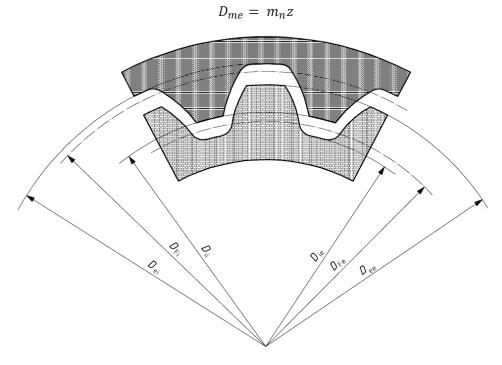


Figura 71 – Principali parametri geometrici dei profili scanalati

Le espressioni per ricavare i diametri elencati sopra sono diverse per ogni angolo di pressione normale scelta e si presentano nella forma:

$$D_{xx} = m_n(z \pm valore\ tabulato)$$

In seguito, vengono ricavati da tabelle i seguenti fattori:

Fattore di applicazione k<sub>a</sub>

- Fattore di vita a fatica k<sub>f</sub>
- Fattore di servizio k<sub>s</sub>

Utilizzando questi fattori vengono calcolate le tensioni e i coefficienti di sicurezza a taglio e di Von Mises del profilo scanalato. Il minore di questi viene confrontato con il coefficiente di sicurezza minimo da garantire.

#### 8.2 - Ottimizzazione del codice

Al fine di rendere il codice in grado di dimensionare qualunque tipo di layout venga realizzato in NX è stato sviluppato il seguente algoritmo:

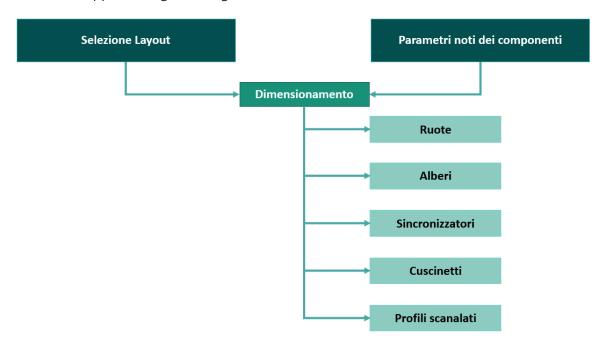


Figura 72 - Mappa concettuale dell'algoritmo

In principio viene chiesto all'utente che tipo di layout si vuole dimensionare. Nella fase attuale del progetto si hanno a disposizione quattro layout diversi:

- 5G5R
- 5G1R
- 7GDCT
- 6G

Scelto uno dei layout disponibili, il codice legge la descrizione dei layout, legge i parametri noti e procede con il dimensionamento in questo ordine:

- 1) Ruote
- 2) Albero di ingresso
- 3) Albero di uscita
- 4) Albero folle
- 5) Sincronizzatori
- 6) Cuscinetti

#### 7) Profili scanalati

Infine, i risultati ottenuti vengono salvati in un file Excel e quindi accessibili a NX.

#### 8.2.1 - Realizzazione dell'algoritmo

Al fine di realizzare l'algoritmo descritto è stato creato uno script principale che gestisce tutte le fasi del codice.

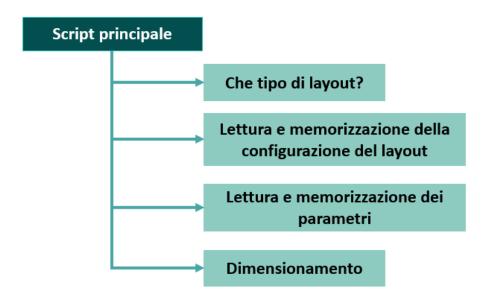


Figura 73 - Mappa concettuale dello script principale

#### 8.2.2 - Scelta del layout

Dopo l'inserimento da parte dell'utente del tipo di layout da dimensionare viene richiamata una funzione chiamata <u>scelta layout</u> che legge la configurazione del cambio. In questa funzione è presente la descrizione di ciascun layout. La logica con la quale sono stati descritti i layout nel codice Matlab è la seguente:

Per ciascun layout è stato creato un vettore contenente le informazioni circa il tipo di componenti presenti su ciascun albero. In seguito, sono stati creati altri tre vettori per ciascun albero per descrivere le ruote, i sincronizzatori ed i cuscinetti e indicare la loro posizione. La lunghezza di questi vettori è la medesima dei vettori che descrivono i tipi di componenti presenti sugli alberi. Prendendo come caso esempio il layout <u>5G5R</u>si può notare che i vettori sono composti da undici elementi.

#### Il vettore che descrive i componenti

Per nominare i componenti sono state utilizzate le iniziali dei loro nomi in inglese, quindi:

- B = cuscinetto (bearing)
- G = ruota (gear)
- S = sincronizzatore (synchronizer)
- N = spazio vuoto
- D = sincronizzatore + ruota della retromarcia

Quindi i vettori si presentano nel seguente modo:

Tabella 14 - Vettori degli alberi

| albero_in_5G5R  | В | G | N | G | G | S | G | G | N | G | В |
|-----------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| albero_out_5G5R | В | G | S | G | G | Ν | G | G | S | G | В |

#### Il vettore delle ruote

La posizione all'interno del vettore indica la posizione della ruota sull'albero, mentre il valore assegnato indica la marcia dell'ingranaggio in quella posizione (il valore "-1" indica la retromarcia):

Tabella 15 - Vettori delle ruote

| ruote_in_5G5R  | 0 | 1 | 0 | 2 | 3 | 0 | 4 | 5 | 0 | -1 | 0 |
|----------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|---|
| ruote_out_5G5R | 0 | 1 | 0 | 2 | 3 | 0 | 4 | 5 | 0 | -1 | 0 |

#### Il vettore dei sincronizzatori

La posizione all'interno del vettore indica la posizione del sincronizzatore sull'albero. Se il sincronizzatore è sull'albero di ingresso, chiaramente sull'albero di uscita il valore sarà pari a zero e viceversa.

**Tabella 16** - Vettori dei sincronizzatori

| sincro_in_5G5R  | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 0 | 0 | 3 | 0 | 0 | 0 |
|-----------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| sincro_out_5G5R | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

#### Il vettore dei cuscinetti

I cuscinetti essendo posizionati agli estremi anche nei vettori occuperanno le posizioni agli estremi.

Tabella 17 - Vettori dei cuscinetti

| cuscinetti_in_5G5R  | 3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 4 |
|---------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| cuscinetti_out_5G5R | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 |

In definitiva si ottiene una matrice per ciascun albero contente tutte le informazioni sul layout:

**Tabella 18** – Matrice finale

| albero_in_5G5R     | В | G | N | G | G | S | G | G | N | G  | В |
|--------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|---|
| ruote_in_5G5R      | 0 | 1 | 0 | 2 | 3 | 0 | 4 | 5 | 0 | -1 | 0 |
| sincro_in_5G5R     | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 0 | 0 | 3 | 0 | 0  | 0 |
| cuscinetti in 5G5R | 3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0  | 4 |

In questo modo viene comunicata la configurazione del layout al codice. Per ciascun layout è stata creata una matrice simile ed in futuro qualunque tipo di layout creato in NX può essere descritto in questo modo e quindi aggiunto all'elenco dei layout già presenti.

La funzione <u>scelta layout</u> legge il nome del layout inserito dall'utente, lo confronta con il nome delle matrici che descrivono i layout disponibili e quindi acquisisce le informazioni necessarie.

Fatta la scelta del layout viene eseguito lo script contenenti i parametri del cambio e si passa al dimensionamento delle ruote.

#### 8.2.3 - Dimensionamento delle ruote dentate

Il dimensionamento delle ruote è fatto con un ciclo *for.* Il numero di volte che viene eseguito il ciclo è dato dalla lunghezza dei vettori che descrivono il layout. Nella figura 74 è mostrata una mappa concettuale che mostra l'algoritmo implementato su Matlab.

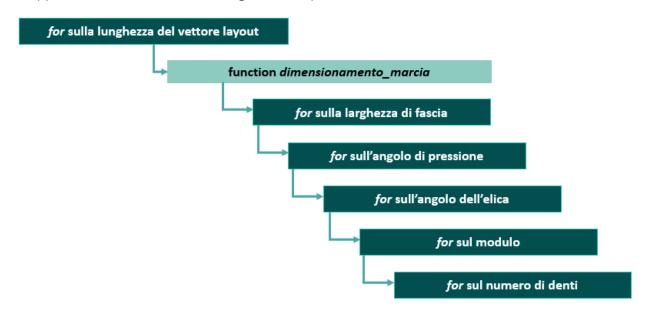


Figura 74 – Mappa concettuale del dimensionamento delle ruote

Si esegue la scansione del vettore che contiene le informazioni circa i componenti presenti sull'albero. Appena viene individuata la lettera **G** il codice va a leggere nel vettore che descrive le ruote dentate, in corrispondenza della stessa posizione occupata dalla lettera **G**, il numero della marcia dell'ingranaggio. A questo punto viene richiamata una funziona denominata dimensionamento marcia e le vengono forniti i parametri necessari al dimensionamento:

- raggi delle ruote
- vettore dei moduli ammissibili
- il rapporto di trasmissione
- coefficienti di sicurezza minimi (Lewis, pitting, flessione)
- $\sigma_{H,limite}$ ,  $\sigma_{F,limite}$ ,  $\sigma_{R}$
- caratteristiche del materiale
- interasse
- numero di denti minimo e massimo
- $\lambda_{max}$  e  $\lambda_{min}$  (rapporto larghezza di fascia su modulo normale massimo e minimo)
- fattori di Lewis K
- coppie in ingresso ed in uscita
- numero della marcia

- parametri correzione
- tolleranze
- angoli di pressione normali
- larghezza massima e minima possibile delle ruote
- grado di accuratezza

La funzione, dopo una valutazione iniziale dei raggi come mostrato nel capitolo 8.1.1, procede al calcolo delle grandezze caratteristiche delle ruote dentate. Ciò viene svolto mediante una serie di cicli for annidati che a partire dal più esterno sono:

- Sulla larghezza di fascia
- Sull'angolo di pressione
- Sull'angolo d'elica
- Sul modulo
- Sul numero di denti

I valori di tali cicli vengono accettati se soddisfatte le verifiche descritte nel capitolo 8.1.1. Infine, la funzione fornisce i sequenti risultati:

- numero di denti delle ruote
- modulo normale
- coefficienti di sicurezza (Lewis, pitting, flessione)
- λ
- angoli α e β
- valori correzioni
- diametri troncature esterne ed interne
- strisciamenti specifici

La funzione viene richiamata per ogni ingranaggio. Dopo il dimensionamento di ciascuna coppia, i risultati vengono salvati all'interno di alcuni vettori e matrici che a calcolo terminato conterranno i parametri di tutte le ruote.

#### 8.2.4 - Dimensionamento degli alberi

In seguito al dimensionamento delle ruote dentate vengono dimensionati i tre alberi. Anche in questo caso sono stati creati una serie di cicli *for.* I valori cercati in questo caso sono i diametri degli alberi in ogni sezione. Durante l'iterazione vengono provati diversi diametri fino a quando non vengono rispettate due condizioni:

- 1. La deflessione massima è inferiore alla deflessione massima ammissibile
- 2. La tensione massima tra le tensioni equivalente dei nodi sia inferiore alla tensione ammissibile scelta

In seguito, è mostrata la procedura per il dimensionamento dell'albero di ingresso, quella per gli altri alberi è la medesima. L'algoritmo del dimensionamento è rappresentato concettualmente nell'immagine sottostante:

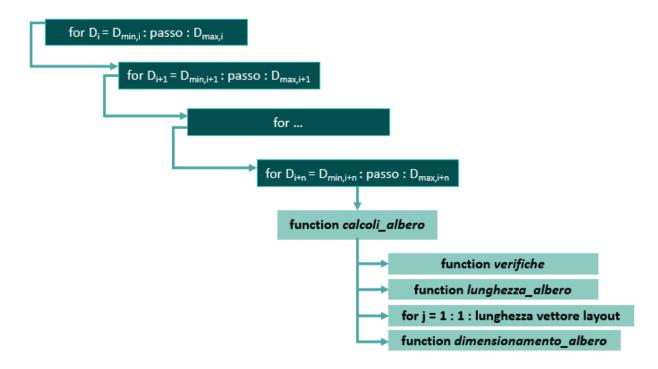


Figura 75 – Mappa concettuale dello script per il dimensionamento degli alberi

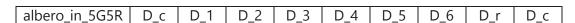
I cicli *for* sono strutturati in modo da garantire che i diametri maggiori si trovino nella parte centrale al fine di permettere il montaggio delle ruote. Vi sono tanti cicli *for* quante sono le sezioni degli alberi. Ciò dipende dal layout che si sta dimensionando. Questa informazione è nota dalla fase di scelta di layout mostrata in precedenza.

Se il layout è <u>5G5R</u> gli alberi saranno divisi in queste sezioni:

| albero in 5G5R        | Dс | D 1 | D 2 | D 3 | D 4 | D 5 | Dг | DС |
|-----------------------|----|-----|-----|-----|-----|-----|----|----|
| G10 C1 O_111_0 C0 1 C | ~  |     |     |     |     |     |    |    |

- D\_c = sezione per il cuscinetto
- D\_1 = sezione del primo ingranaggio
- D\_2 = sezione del secondo ingranaggio
- D\_3 = sezione del terzo ingranaggio
- D\_4 = sezione del quarto ingranaggio
- D\_5 = sezione del quinto ingranaggio
- D\_r = sezione dell'ingranaggio per la retromarcia

Se il layout è 6G:



Dove D\_6 è la sezione per il sesto ingranaggio. Si procede in modo analogo per gli altri layout.

#### Funzione calcoli\_albero

Nel ciclo *for* più interno viene richiamata una funzione denominata *calcoli albero* che riceve in ingresso:

- Forze radiali, tangenziali e assiali
- Gli angoli φ e ψ
- Coppia massima
- I vettori con i nodi e con i gradi di libertà dei vincoli dei cuscinetti
- Il vettore che descrive la divisione in sezioni dell'albero
- Caratteristiche del materiale
- Le dimensioni dei distanziali
- Coefficiente di sicurezza minimo
- La deflessione massima tollerata
- Le dimensioni massime ammissibili dei sincronizzatori
- Larghezze massime ammissibili dei cuscinetti
- Diametri delle troncature esterne ed interne
- Larghezza e raggi delle ruote

Ricevuti questi dati la funzione procede con le verifiche sulle corone delle ruote dentate e sulle troncature esterne. In seguito, si passa alla determinazione della lunghezza dell'albero e in questo caso è stata creata una funzione chiamata  $\underline{lunghezza}$  albero per svolgere questo compito. Essa scansiona la matrice che descrive il layout e in funzione degli elementi presenti ricava la lunghezza dell'albero. Ottenuta la lunghezza si esegue un ciclo for che viene svolto tante volte quanti sono gli elementi costituenti il vettore che descrive il layout. All'interno del ciclo viene ricavato il vettore delle forze che agiscono sull'albero e viene richiamata la funzione  $\underline{dimensionamento}$  albero che ha implementato al suo interno il modello di trave di Timoshenko, mostrato nel capitolo 8.1.2. Tra i valori forniti da questa funzione ci sono i coefficienti di sicurezza, le  $\sigma_{equivalenti}$ , il vettore degli spostamenti e i momenti d'inerzia dell'albero.

I valori dei coefficienti di sicurezza vengono confrontati con il valore minimo, le deflessioni vengono confrontate con il valore massimo tollerato. Se queste condizioni vengono soddisfatte, i valori ricavati per l'albero vengono salvati. Infine, in uscita la funziona *calcoli\_albero* fornisce:

- Vettore delle forze
- Coefficienti di sicurezza per ogni sezione dell'albero
- Tensioni equivalenti
- Lunghezza albero
- Spostamenti e rotazioni
- Deflessione massima
- Momenti d'inerzia dell'albero

#### 8.2.5 - Dimensionamento dei sincronizzatori

In seguito, si passa al dimensionamento dei sincronizzatori. Il numero di sincronizzatori è noto in quanto questa informazione è presente nella matrice che descrive il layout.

Nella figura sottostante è presente la mappa concettuale dell'algoritmo realizzato per il dimensionamento.

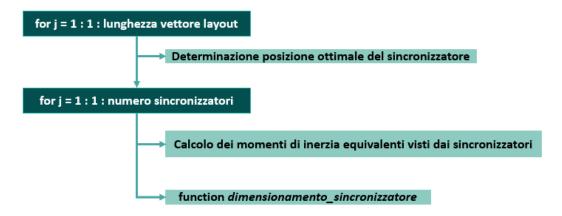


Figura 76 – Mappa concettuale dello script per il dimensionamento dei sincronizzatori

Il ciclo iniziale *for* scansiona la matrice che descrive il layout e determina quanti sincronizzatori sono presenti nel cambio. In seguito, vengono calcolate le differenze di velocità di rotazione  $\Delta\omega$  e viene determinata la posizione migliore per il sincronizzatore. A questo punto nel secondo ciclo *for* per ogni sincronizzatore vengono calcolati i momenti d'inerzia e per il dimensionamento viene richiamata una funzione chiamata  $\underline{dimensionamento\_sincronizzatore}$  alla quale in ingresso viene fornito:

- I raggi delle ruote
- Velocità massime
- Differenze di velocità tra gli elementi connessi
- Momenti d'inerzia
- Forza assiale del sincronizzatore
- Coefficienti di sicurezza minimo
- Diametri albero
- Tolleranze
- Caratteristiche materiale
- Temperature d'esercizio
- Larghezza delle ruote

Come risultato si ottiene una struttura contenente i risultati di dimensionamento di ciascun sincronizzatore.

#### 8.2.6 - Dimensionamento dei cuscinetti

Il dimensionamento dei cuscinetti avviene eseguendo due cicli for. Il primo ciclo scansiona la matrice che descrive il layout e individua la disposizione degli ingranaggi lungo gli alberi. Il secondo invece viene eseguito per un numero di volte pari alla quantità di marce. Durante ogni esecuzione del ciclo viene richiamata la funzione <u>dimensionamento cuscinetti</u> che esegue il dimensionamento seguendo le indicazioni fornite sui cataloghi SKF che furono già implementate nel codice. In ingresso a questa funzione vengono forniti:

Le velocità di rotazione

- Il grado di affidabilità
- Le temperature d'esercizio
- Le forze applicate
- Il livello di pulizia desiderato
- Il tipo di esercizio
- I requisiti di silenziosità
- La durata minima
- L'ingranaggio per il quale viene dimensionato il cuscinetto
- Diametro degli alberi
- Larghezza massima ammissibile.

La funzione fornisce una struttura contenente tutti i valori dei cuscinetti dimensionati. In particolare, si ottengono i seguenti dati

- Serie del cuscinetto (ad esempio a sfere a quattro punti di contatto)
- Tipologia (ad esempio radiale a sfere)
- Versione del cuscinetto
- Elemento volvente (sfere o cilindri)
- Dati geometrici del cuscinetto
- Forze
- Durate in milioni di giri e in ore di funzionamento
- Tipologia di lubrificante

#### 8.2.7 - Dimensionamento dei profili scanalati

Dai calcoli svolti in precedenza è nota la posizione dei sincronizzatori all'interno del layout. Queste informazioni sono salvate all'interno di una struttura appositamente creata. Un ciclo for scansiona la struttura e quando individua un profilo scanalato richiama la funzione <u>spline\_shaft</u> che dimensiona il profilo scanalato. A questa funzione viene fornito in ingresso:

- la larghezza del contatto, pari a quella del mozzo da connettere
- la coppia scambiata
- il diametro minimo dell'albero in quel punto
- le caratteristiche della ruota dentata da collegare (modulo e raggio primitivo)

All'interno della funzione vengono eseguiti due cicli for annidati, il primo sugli angoli di pressione dei denti e il secondo sui valori del modulo, a partire dal più basso previsto per il dato angolo di pressione. Per ogni combinazione vengono eseguite le verifiche. Se soddisfatte, i cicli vengono interrotti e i dati salvati. Quindi i valori ottenuti dalla funzione sono:

- numero di denti del profilo scanalato
- angolo di pressione
- modulo
- coefficiente di sicurezza

## 9 - Conclusione

Il lavoro presentato in questa tesi ha portato lo stato dell'arte del progetto un passo avanti verso il prodotto finale, ovvero il momento in cui il flusso di informazioni tra modello CAD e codice di calcolo sia bilaterale. Grazie al layout mobile controllabile parametricamente è ora possibile avere molteplici configurazioni senza dover intervenire sull'assemblaggio del complessivo. È infatti sufficiente cambiare il valore di un'espressione. D'altro canto, il codice è ora in grado di capire com'è configurato il cambio e adeguare la procedura di calcolo di conseguenza.

In questa fase, grazie all'uso della logica di controllo mediante espressioni, il layout preesistente <u>5G5R</u> e il layout creato <u>5G1R</u> possono coesistere nello stesso modello. Grazie a questo lavoro, in futuro potranno essere modellizzati diversi altri layout semplicemente aggiungendo i nuovi componenti e sfruttare la soppressione di parti o di interi componenti mediante espressioni per attivare un layout piuttosto che un altro.

La procedura di controllo sviluppata in questa tesi rende la fase di progettazione più semplice e certamente più veloce offrendo dunque la possibilità di creare e gestire parametricamente diversi tipi di cambi automobilistici.

In ogni caso, è importante sottolineare che, nonostante il metodo di progettazione (codice e modello) sia già stato impostato, è necessario che una figura specifica si occupi dell'utilizzo di un software di questo tipo. La figura in questione (un ingegnere o un addetto appositamente formato) deve infatti essere in grado non solo di comprendere ed utilizzare il software, ma anche di saper analizzare criticamente ciò che esso ha prodotto.

## **Bibliografia**

- Niemann G., Winter H. (1983), Elementi di Macchine, Milano, EST Springer,
- International Standard ISO 4156, Ginevra, 2005.
- International Standard ISO 6336, Ginevra, 2006.
- Genta G. (2008), Vibrations Dynamics and Control, Berlino, Springer Verlag.
- Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. (2011), *Automotive Transmissions. Fundamentals, Selection, Design and Application*, Berlino, Springer Verlag.
- Back O. (2013), *Basics of Synchronizers*, Germania.
- SKF Group, Rolling Bearing Catalogue, Agosto 2016.
- Santagata G. (2018) *Progettazione e modellazione parametrica di cambi automobilistici e trasmissioni industriali.* Tesi di laurea magistrale, Collegio di Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino.

# **Sitografia**

• Cimò F. (2017), Funzionamento Cambio Automobile, [https://youtu.be/QGhCWk4ksvE]